

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra strojů průmyslové dopravy



**VLIV PŘESNOSTI VÝROBY PASTORKU NA HLUČNOST
AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK VOZŮ ŠKODA**

**THE INFLUENCE OF THE ACCURACY OF THE
MANUFACTURE OF SPIRAL PINION ON AUTOMOTIVE
GEARBOX NOISE LEVEL OF ŠKODA CARS**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Ondřej Hovorka

Květen 2006



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA STROJŮ PRŮMYSLové DOPRAVY



Obor: Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Kolové dopravní a manipulační stroje

VLIV PŘESNOSTI VÝROBY PASTORKU NA HLUČNOST AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK VOZŮ ŠKODA

THE INFLUENCE OF THE ACCURACY OF THE MANUFACTURE OF SPIRAL PINION TO NOISINESS ON AUTOMOTIVE GEARBOX OF ŠKODA CARS

Bc. Ondřej Hovorka

KSD – DP – 509

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Elias Tomeh

Konzultanti diplomové práce:

Zdeňka Půlpánová – ŠKODA Auto MB

Milan Repš - ŠKODA Auto MB

Rozsah práce a příloh:

Počet stran : 70

Počet obrázků : 53

Počet tabulek : 19

V Liberci, 19. května 2006



Hálkova 6, 461 18 Liberec

Tel.: 485 353 116, fax: 485 353 342

ANOTACE

JMÉNO:	Ondřej Hovorka
OBOR:	Konstrukce strojů a zařízení
ZAMĚŘENÍ:	Kolové dopravní a manipulační stroje
ZADÁNÍ PRÁCE:	VLIV PŘESNOSTI VÝROBY PASTORKU NA HLUČNOST AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK VOZŮ ŠKODA
ČÍSLO PRÁCE:	KSD – DP - 509
VEDOUCÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE:	Dr. Ing. Elias Tomeh
KONZULTANTI:	Zdeňka Půlpánová – ŠKODA Auto MB Milan Repš - ŠKODA Auto MB

Tato diplomová práce se zabývá identifikací a analýzou poruch převodovky MQ 200 a špatné výroby pastorku této převodovky pomocí měření zrychlení vibrací. Prostřednictvím vibračních spekter porovnává naměřené hodnoty zrychlení vibrací převodovky u pastorku označeného jako vadný a dobrého pastorku. Dále popisuje vliv výměny vadného pastorku za dobrý na změnu vibrací a hluku, vyzařovaného převodovkou.



TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF TRANSPORT MACHINES



Hálkova 6, 461 18 Liberec

Tel.: 485 353 116, fax: 485 353 342

ANNOTATION

NAME:	Bc. Ondřej Hovorka
SPECIALIZATION:	Mechanical engineering
FOCUSING:	Transportation machines and mechanisms
THEME OF GRAD. THESIS:	THE INFLUENCE OF THE ACCURACY OF THE MANUFACTURE OF SPIRAL PINION ON AUTOMOTIVE GEARBOX NOISE LEVEL OF ŠKODA CARS
NUMBER OF GRAD. THESIS:	KSD – DP - 509
LEADER OF GRAD. THESIS:	Dr. Ing. Elias Tomeh
CONSULETERS:	Zdeňka Půlpánová – ŠKODA Auto MB Milan Repš – ŠKODA Auto MB

The graduation thesis deals with the identification and the analysis of the gear box MQ 200 failure and the analysis of poor production of the spiral pinion of this gear box. The identification and the analysis are realized by means of measure of the vibration's acceleration.

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....
podpis

Poděkování

Úvodem této diplomové práce bych rád poděkoval všem pracovníkům střediska Kvalita výroby agregátu - převodovka MQ 200 firmy Škoda Auto a.s.. Jmenovitě potom paní Zdeňce Půlpánové a panu Janovi Masákovi za zapůjčení podkladů pro tuto práci a vytvoření optimálních pracovních podmínek. Dále bych chtěl poděkovat panu Milanu Repšovi za pomoc jak při získávání podkladů, tak při realizaci měření. Nakonec děkuji panu Dr. Ing. Eliasi Tomehovi za cenné rady a vedení při zpracování této práce.

Obsah

Obsah	6
1. <u>Úvod</u>.....	9
2. <u>Teoretická část</u>	10
2.1. <u>Použité zkratky a symboly</u>	10
2.2. <u>Výpočet budících frekvencí</u>	11
2.3. <u>Výpočet frekvencí ložiska</u>	11
2.4. <u>Výpočet hladiny akustického hluku</u>	12
3. <u>Bruska SAIMP a jí obráběný pastorek</u>.....	13
3.1. <u>Výpočet budících frekvencí brusky SAIMP</u>	15
3.2. <u>Kontrola kvality výroby pastorku</u>	16
3.3. <u>Měření kruhovitosti pastorku</u>	16
3.3.1. Dobrý pastorek.....	16
3.3.2. Vadný pastorek	17
3.4. <u>Měření vibrací brusky SAIMP</u>	18
3.4.1. Výpočet budících frekvencí ložisek orovnávače brusky	18
3.4.1.1. Před výměnou ložisek	19
3.4.1.2. Po výměně ložisek	19
3.4.2. Naměřená spektra.....	20
4. <u>Výrobní závady součástí převodovek</u>	24
4.1. <u>Kontroly střediska GHQ – převodovka MQ 200</u>	24
4.1.1. Kontrolní bod 3	24
4.1.2. Audit převodovek.....	24
4.1.3. Analýza	24
4.1.4. Jízdní zkoušky.....	24
4.2. <u>Hluk a jeho zdroje v převodovce</u>	25
4.2.1. Hluk	25
4.2.2. Zdroje hluku	25
4.2.3. Cesta přenosu vibrací převodovkou	26
4.3. <u>Vady ozubených kol</u>	26
4.3.1. Mechanické vady ozubených kol.....	26

4.3.2.	Technologické vady ozubených kol.....	26
4.4.	<u>Vady hřídelí.....</u>	28
4.5.	<u>Vady ložisek</u>	28
4.6.	<u>Vady mechanismu řazení</u>	29
4.7.	<u>Vliv montáže na hlučnost převodovek.....</u>	29
4.8.	<u>Konstrukční zásady pro snížení hlučnosti převodovek</u>	29
4.9.	<u>Konstrukční úpravy ozubení na snížení hlučnosti.....</u>	31
5.	<u>Metodika měření na zkušebním stavu</u>	32
5.1.	<u>Zkušební stav převodovek.....</u>	32
5.2.	<u>Kontrolní test na ZSP</u>	34
5.2.1.	Průběh kontrolního testu	34
5.2.2.	Příklad zkoušky určitého rychlostního stupně.....	35
5.2.3.	Zkouška diferenciálu	36
5.2.4.	Synchronizační zkouška	36
5.3.	<u>Zpracování naměřených hodnot v programu ROTAS</u>	37
5.4.	<u>Vyhodnocení naměřených hodnot</u>	37
5.4.1.	Konečná spektra	37
5.4.2.	Crest factor.....	38
5.5.	<u>Hraniční křivky a proces jejich učení</u>	39
6.	<u>Převodovka MQ 200</u>	41
6.1.	<u>Kinematické schéma převodovky</u>	42
6.2.	<u>Výpočet budících frekvencí převodovky</u>	43
6.3.	<u>Tabulky vypočtených hodnot</u>	44
6.4.	<u>Výpočet budících frekvencí ložisek převodovky.....</u>	45
6.4.1.	Výpočet frekvencí ložiska Torrington AJ- 600- 877	45
6.4.2.	Hodnoty frekvencí ložisek z měření 12.12.05 pro III. rychlost.....	46
6.4.3.	Hodnoty frekvencí ložisek z měření 20.3.06 pro III. rychlost.....	46
7.	<u>Návrh metody měření.....</u>	47
7.1.	<u>Umístění snímačů</u>	47
7.2.	<u>Průběh měření.....</u>	48
7.2.1.	Řádová analýza	48
8.	<u>Analýza provedených měření.....</u>	50

8.1.	<u>Měření na zkušební stanici - MIX</u>	50
8.1.1.	Měření první rychlosti MIX	50
8.1.2.	Měření druhé rychlosti MIX	51
8.1.3.	Měření třetí rychlosti MIX	52
8.1.4.	Měření čtvrté rychlosti MIX	53
8.1.5.	Měření páté rychlosti MIX.....	54
8.2.	<u>Měření na zkušební stanici – hřídel SK2</u>	55
8.2.1.	Měření první rychlosti na hřídeli SK2.....	55
8.2.2.	Měření druhé rychlosti na hřídeli SK2.....	56
8.2.3.	Měření třetí rychlosti na hřídeli SK2.....	57
8.2.4.	Měření čtvrté rychlosti na hřídeli SK2.....	58
8.2.5.	Měření páté rychlosti na hřídeli SK2	59
8.3.	<u>Měření analyzátozem SKF MIKROLOG</u>	60
8.3.1.	Měření první rychlosti.....	60
8.3.2.	Měření druhé rychlosti	61
8.3.3.	Měření třetí rychlosti.....	62
8.3.4.	Měření čtvrté rychlosti.....	63
8.3.5.	Měření páté rychlosti	64
8.4.	<u>Porovnání hodnot naměřených an. SKF MIKROLOG</u>	65
8.4.1.	Hodnoty naměřené FFT analýzou ze dne 12.12.05.....	65
8.4.2.	Hodnoty naměřené FFT analýzou ze dne 20.3.06.....	66
8.4.3.	Porovnání naměřených hodnot	67
9.	<u>Závěr</u>	68
10.	Použitá literatura	70

1. Úvod

Současně s masivním rozvojem vědy a techniky se stále více setkáváme i s tím souvisejícím hlukem. Tímto výrazem lze nazvat obecně všechny nežádoucí zvuky, které pronikají do našeho pracovního i běžného života. Tyto zvuky jsou nejen nepříjemné a rušivé, ale mohou být i nebezpečné.

Jedním z nejvýznamnějších zdrojů hluku se stává dopravní provoz. Zvláště patrné je to ve větších aglomeračních celcích. A právě hluk, produkovaný automobilem, může být obzvláště nebezpečný. Nejen že působí negativně na nejbližší okolí, ale i na posádku vozu a hlavně řidiče. Rušivé vlivy, působící během jízdy na pozornost řidiče, mohou negativně ovlivnit bezpečnost všech účastníků silničního provozu.

Jeden z hlavních zdrojů hluku automobilu je jeho hnací ústrojí, jehož součástí je i převodovka. Ta sice není dominantním generátorem hluku automobilu, ale úzce souvisí s komfortem jízdy a její zvukové projevy jsou snadno zjistitelné. Tento parametr, komfort jízdy, je jedním z nejdůležitějších faktorů při hodnocení kvality celého vozu.

Současné konkurenční podmínky na trhu a vysoké požadavky spotřebitelů nutí proto výrobce neustále hledat způsoby zvyšování kvality za účelem snižování hlučnosti převodovek. Na celkové úrovni hluku a s tím souvisejícími vibracemi automobilových převodovek se výrazně podílí mnoho faktorů, mezi jinými je to také přesnost výroby a uložení ozubených kol a valivých ložisek.

A právě vliv přesnosti výroby pastorku na hlučnosti převodovky se stal námětem této diplomové práce.

Cíle diplomové práce:

- seznámit se s problematikou hrotové brusky SAIMP
- popsat výrobní závady součástí převodovky, způsob snížení hlučnosti
- popsat metodiku měření převodovek na zkušebních stavech
- nakreslit kinematické schéma převodovky a vypočítat frekvence hlavních zdrojů buzení
- navrhnout metodu měření vibrací dané převodovky
- analyzovat provedená měření a popsat projev výrobních závad pastorku ve vibračních spektrech převodovky

2. Teoretická část

2.1. Použité zkratky a symboly

n	Otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
z	počet zubů ozubeného kola	
f_r	rotorová frekvence	$[\text{Hz}]$
f_z	zubová frekvence	$[\text{Hz}]$
$f_{\text{ř}}$	řemenová frekvence	
f_{zst}	zubová frekvence stálého převodu	$[\text{Hz}]$
D	průměr řemenice	$[\text{mm}]$
L	délka řemene	$[\text{mm}]$
f_i	frekvence vnitřního kroužku ložiska	$[\text{Hz}]$
f_o	frekvence vnějšího kroužku ložiska	$[\text{Hz}]$
f_v	frekvence valivých těles ložiska	$[\text{Hz}]$
f_k	frekvence klece ložiska	$[\text{Hz}]$
Z	počet valivých těles ložiska	-
d_0	průměr valivých tělísek	$[\text{mm}]$
D_s	střední průměr ložiska	$[\text{mm}]$
α	kontaktní úhel	$[\text{°}]$
B	šířka ložiska	$[\text{mm}]$
L_a	hladina akustického tlaku	$[\text{dB}]$
a_{ef}	efektivní hodnota zrychlení vibrací	$[\text{mm/s}^2]$
ε_α	součinitel záběru	-
ε_β	součinitel kroku sklonu šroubovice	-
ε_γ	celkový součinitel záběru	-
y_M	maximální hodnota signálu (peak)	$[\text{dB}]$
y_{ef}	efektivní hodnota signálu (RMS)	$[\text{dB}]$
T	doba periody	$[\text{s}]$
y	okamžitá hodnota signálu	$[\text{dB}]$
G	hraniční hodnota daného řádu	$[\text{dB}]$
y_{ss}	stejnoměrná odchylka souboru	-
$y(t)$	časový průběh signálu	$[\text{dB}]$
y_i	i-tá hodnota souboru	$[\text{dB}]$
\bar{y}	průměrná hodnota souboru	-

Pro výpočet naměřených a zjištěných hodnot byly použity tyto vztahy:

2.2. Výpočet budících frekvencí:

Rotorová frekvence:

Hnacího hřídele

$$f_{r1} = \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}] \quad (2.1)$$

Hnaného hřídele

$$f_{r2} = f_{r1} \frac{z_1}{z_2} \quad [\text{Hz}] \quad (2.2)$$

Řemenová frekvence:

$$f_{\tilde{r}} = \frac{\pi \cdot D}{L} \cdot f_{r1} \quad [\text{Hz}] \quad (2.3)$$

Zubová frekvence:

$$f_z = f_{r1} \cdot z_1 = f_{r2} \cdot z_2 \quad [\text{Hz}] \quad (2.4)$$

Kde:

n.....otáčky rotoru [min⁻¹]

z₁, z₂.....počty zubů ozubených kol [-]

D.....průměr řemenice [mm]

2.3. Výpočet frekvencí ložiska :

Frekvence vnitřního kroužku:

$$f_i = \frac{z}{2} \cdot f_r \left(1 + \frac{d_0}{D_s} \cdot \cos \alpha \right) \quad [\text{Hz}] \quad (2.5)$$

Frekvence klece ložiska:

$$f_k = \frac{1}{2} \cdot f_r \left(1 - \frac{d_0}{D_s} \cdot \cos \alpha \right) \quad [\text{Hz}] \quad (2.6)$$

Frekvence vnějšího kroužku:

$$f_o = \frac{z}{2} \cdot f_r \left(1 - \frac{d_0}{D_s} \cdot \cos \alpha \right) \quad [\text{Hz}] \quad (2.7)$$

Frekvence valivých těles:

$$f_v = f_r \cdot I \cdot \frac{D_s}{d_0} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right)^2 \right) \quad [\text{Hz}] \quad (2.8)$$

Kde:

Z.....počet valivých těles v řadě

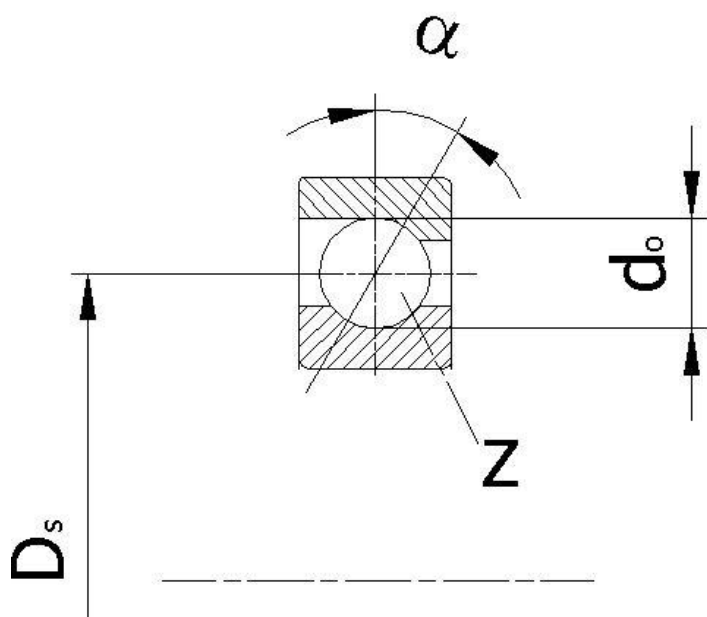
d_0průměr valivých tělísek

$$d_0 = q_1 \cdot (D - d) \quad [\text{mm}]$$

D_sstřední průměr ložiska

$$D_s = \frac{D + d}{2} \quad [\text{mm}]$$

αkontaktní úhel [°]



Obr. č.1 Rozměry ložiska

2.4. Výpočet hladiny akustického hluku :

Hladina akustického hluku vypočtená ze zrychlení :

$$L_a = 20 \cdot \log \frac{a}{a_0} \quad [\text{Hz}] \quad (2.9)$$

Kde:

a naměřená hodnota zrychlení kmitavého pohybu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$],

a_0 vztážná hodnota zrychlení $a_0 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

3. Bruska SAIMP a jí obráběný pastorek



Obr. č.2 Bruska SAIMP

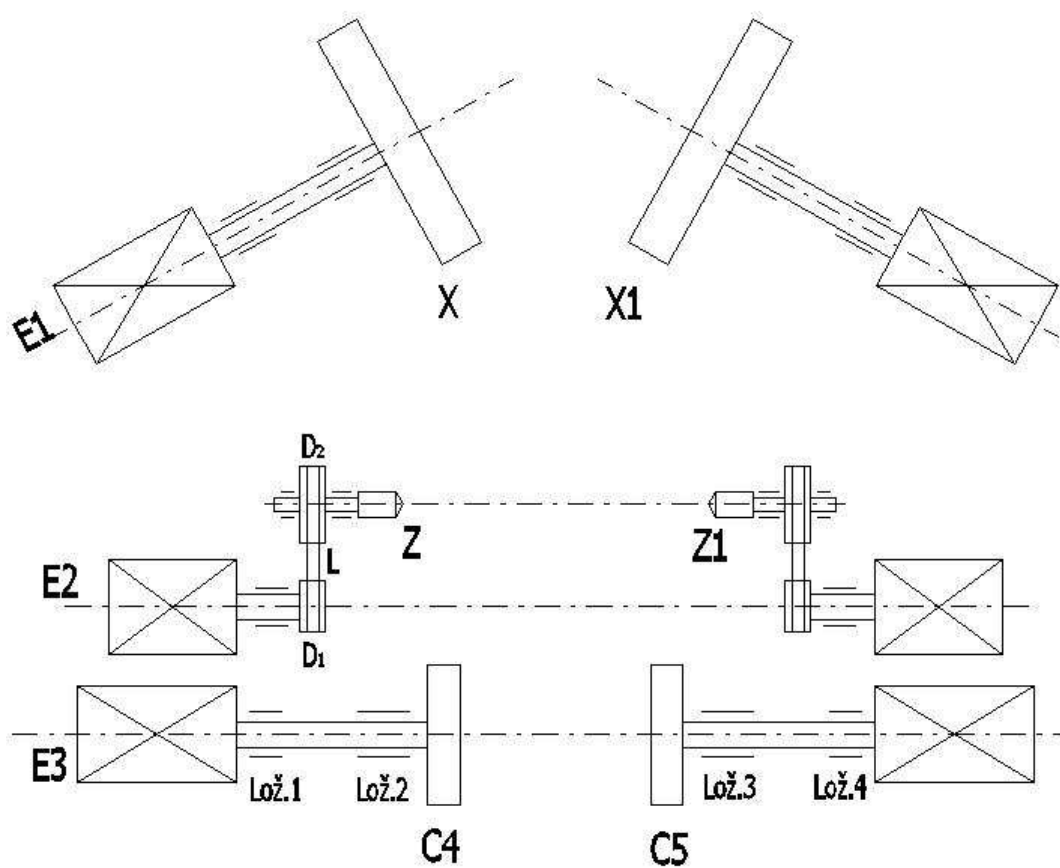
Jedná se o automaticky řízenou, hrotovou brusku od italské firmy PAMA spa. Stroj je vybaven dvěma brousicími vřeteny a provádí tedy na jedno upnutí dokončovací operace pastorku na dvou průměrech. Náhon brousicích vřeten je asynchronními motory, řízenými frekvenčním měničem s volitelnou konstantní obvodovou rychlostí. Přísuv brousicího vřeteníku i stolu je proveden pomocí elektrických servomotorů. Vysoká produktivita práce je zajištěna automatickým podavačem obrobků.

Tato CNC bruska je vybavena řídicím systémem Siemens. Jedná se o univerzální systém s jednoduchým ovládáním. Je vhodný pro přesné a výkonné broušení jednotlivých obrobků nebo sérií. Při broušení v sérii lze použít automatický pracovní cyklus, jehož program se samočinně vytváří při ručním broušení prvního kusu způsobem TEACH IN.

Součástí stroje je i samostatná chladicí jednotka. Zvýšení komfortu obsluhy a splnění ekologických požadavků je dosaženo použitím ochranného krytování proti rozstříku chladicí kapaliny, doplněné o účinné odsávání mlhy z chladicí kapaliny. K dokonalému přístupu do pracovního prostoru slouží široké, ručně posuvné ochranné dveře.



Obr. č.3 Detail vnitřku stroje



Obr. č.4 Kinematické schéma brusky

Kde:

E1.....elektromotor brousícího vřetene

E2.....elektromotor upínacího vřetene

E3.....elektromotor orovnávače

C4, C5.....orovnávače

X, X1..... brousící kotouče

Z, Z1.....upínání obrobku (mezi hroty)

3.1. Výpočet budících frekvencí brusky SAIMP

Hlavní vřeteno:

Dáno: otáčky elektromotoru E1 $n_1=2350 \text{ min}^{-1}$

$$f_{rE1} = \frac{n_1}{60} = \frac{2350}{60} = 39,167 \text{ Hz}$$

Pohon obrobku:

Dáno: otáčky elektromotoru E2 $n_2=1200 \text{ min}^{-1}$

průměry řemenic $D_1=69 \text{ mm}$

$D_2=138 \text{ mm}$

délka řemene $L=720 \text{ mm}$

$$f_{rE2} = \frac{n_2}{60} = \frac{1200}{60} = 20 \text{ Hz}$$

$$f_{\dot{r}} = \frac{\pi \cdot D_1}{L} \cdot f_{rE2} = \frac{\pi \cdot 69}{720} \cdot 20 = 6,021 \text{ Hz}$$

Orovnávač:

Dáno: otáčky orovnávače E3 $n_3=8658 \text{ min}^{-1}$

$$f_{rE3} = \frac{n_3}{60} = \frac{8658}{60} = 144,3 \text{ Hz}$$

3.2. Kontrola kvality výroby pastorku

Po dokončení obrábění je poté určité procento ze všech pastorků kontrolováno na specializovaném pracovišti. Na plochách, obráběných bruskou SAIMP jsou měřeny tyto parametry:

- Kruhovitost
- Rovnoběžnost
- Obvodové házení
- Přímost
- Čelní házení

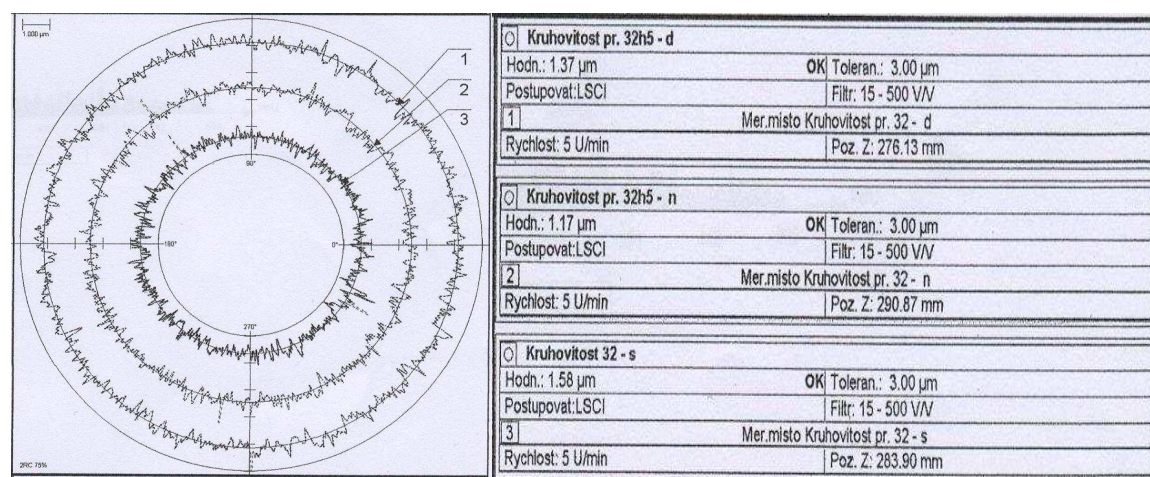
3.3. Měření kruhovitosti pastorku

Zde je uveden příklad tohoto měření u dvou různých pastorků. U prvního nepřekračovaly naměřené hodnoty toleranci a proto je pastorek označen jako dobrý (i.o.). V druhém případě se jedná o vadný pastorek (n.i.o.), kde byly naměřeny hodnoty vyšší než mezní. Jak bylo měřením prokázáno, na výslednou hlučnost převodovky má vliv především kruhovitost pastorku, respektive počet vln na obvod. Měření je provedeno na obráběném průměru 32h5.

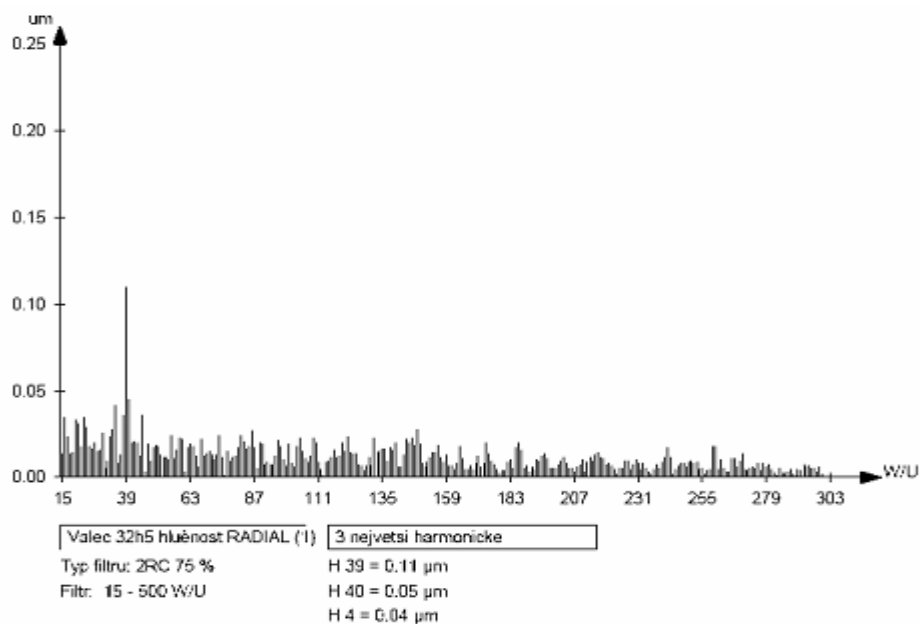
3.3.1. Dobrý pastorek

Znak	Jednotky	Horní tolerance	Skut. Hodnota	Překročeno	Stav
Kruhovitost pr. 32h5 d	μm	3,00	1,37	-	i.o.
Kruhovitost pr. 32h5 n	μm	3,00	1,17	-	i.o.
Rovnoběžnost pr 32h5	μm	5,00	2,02	-	i.o.
Přímost 0 pr. 32h5	μm	2,00	1,42	-	i.o.
Přímost 180 pr. 32h5	μm	2,00	1,78	-	i.o.

Tab. č.1 Hodnoty naměřené u dobrého pastorku



Obr. č.5 Kruhovitost dobrého pastorku

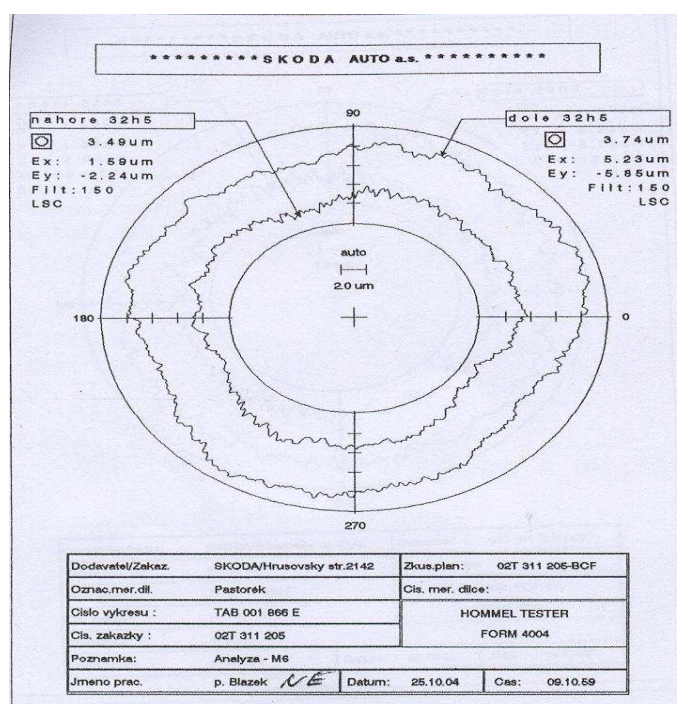


Obr. č.6 Vlnitost dobrého pastorku v závislosti na W/U (počet vln na obvod)

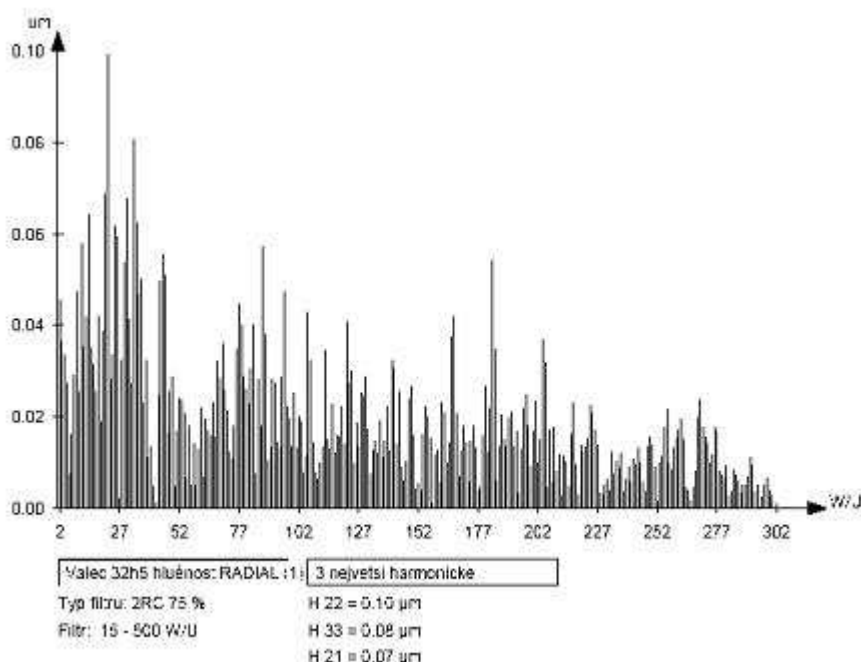
3.3.2. Vadný pastorek

Znak	Jednotky	Horní tolerance	Skut. Hodnota	Překročeno	Stav
Kruhovitost pr. 32h5 d	μm	3,00	3,74	0,74	n.i.o.
Kruhovitost pr. 32h5 n	μm	3,00	3,49	0,49	n.i.o.
Rovnoběžnost pr 32h5	μm	5,00	1,69	-	i.o.
Přímost 0 pr. 32h5	μm	2,00	0,89	-	i.o.
Přímost 180 pr. 32h5	μm	2,00	0,84	-	i.o.

Tab. č.2 Hodnoty naměřené u vadného pastorku



Obr. č.7 Kruhovitost vadného pastorku



Obr. č.8 Vlnitost vadného pastorku v závislosti na W/U (počet vln na obvod)

3.4. Měření vibrací brusky SAIMP

K zajištění jakosti výroby je prováděna pravidelná kontrola strojů měřením vibrací. V případě brusky SAIMP bylo toto měření provedeno 7.10.2005, jednalo se konkrétně o hodnoty rychlosti a zrychlení vibrací v okolí uložení orovnávače označeného jako C5, tedy na pravé straně stroje (na obr č. 4 označeny jako Lož. 3 a Lož. 4). Některé z naměřených spekter vibrací jsou na grafech uvedených níže.

Na základě těchto měření poté došlo k výměně ložisek orovnávače a měření se opakovalo o měsíc později se stejnými podmínkami. Nepatrně se jen lišily otáčky elektromotoru orovnávače. Ty se snížily z původních 8658 min^{-1} (měřeno 7.10.2005) na 8622 min^{-1} . Tuto změnu otáček provádí pravidelně obsluha stroje na základě opotřebení orovnávacích kotoučů a tudíž změně rozměrů kotouče. Na průběh spekter ale tato skutečnost nemá podstatný vliv.

3.4.1. Výpočet budících frekvencí ložisek orovnávače brusky

K identifikaci naměřených spekter vibrací je nutno předem vypočítat budící frekvence ložisek.

dáno: D=35 mm

B=10 mm

Z=14

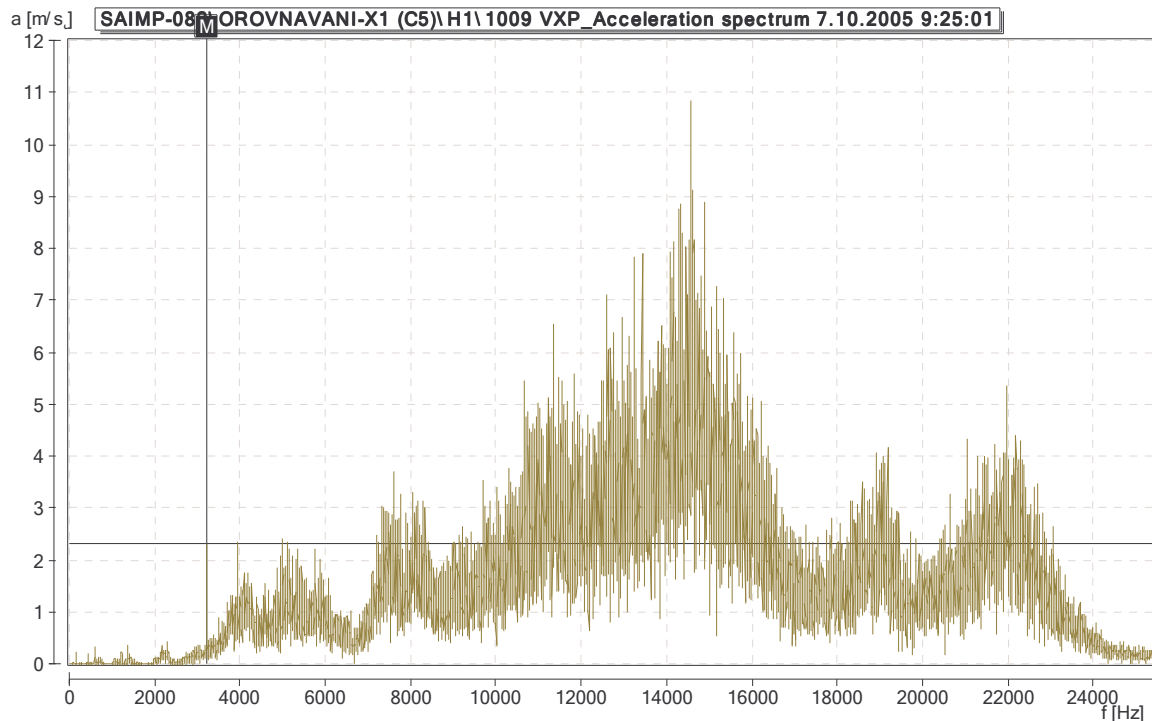
d=17 mm

 $\alpha=18^\circ$

Frekvence vnitřního kroužku	[Hz]	1189,875
Frekvence klece	[Hz]	58,70896
Frekvence vnějšího kroužku	[Hz]	821,9254
Frekvence valivých těles	[Hz]	722,2443

3.4.2. Naměřená spektra

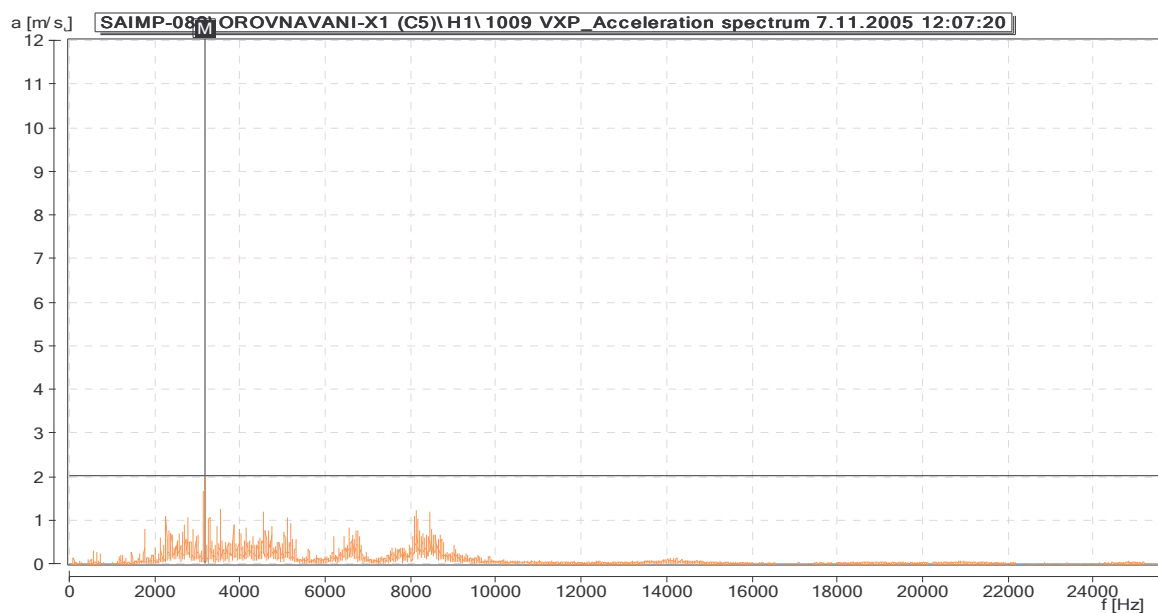
Měření zrychlení vibrací bylo provedeno i obálkovou metodou. Následující grafy jsou tedy v tomto pořadí : jako první jsou naměřená spektra zrychlení vibrací před výměnou ložisek, poté zoom tohoto měření pro maximální hodnotu zrychlení a jako třetí jsou spektra zrychlení vibrací po výměně ložisek. Poslední dvě spektra zobrazují data naměřená obálkovou metodou, nejprve před výměnou a poté po výměně ložisek.



Obr. č.9 Spektra zrychlení vibrací před výměnou ložisek

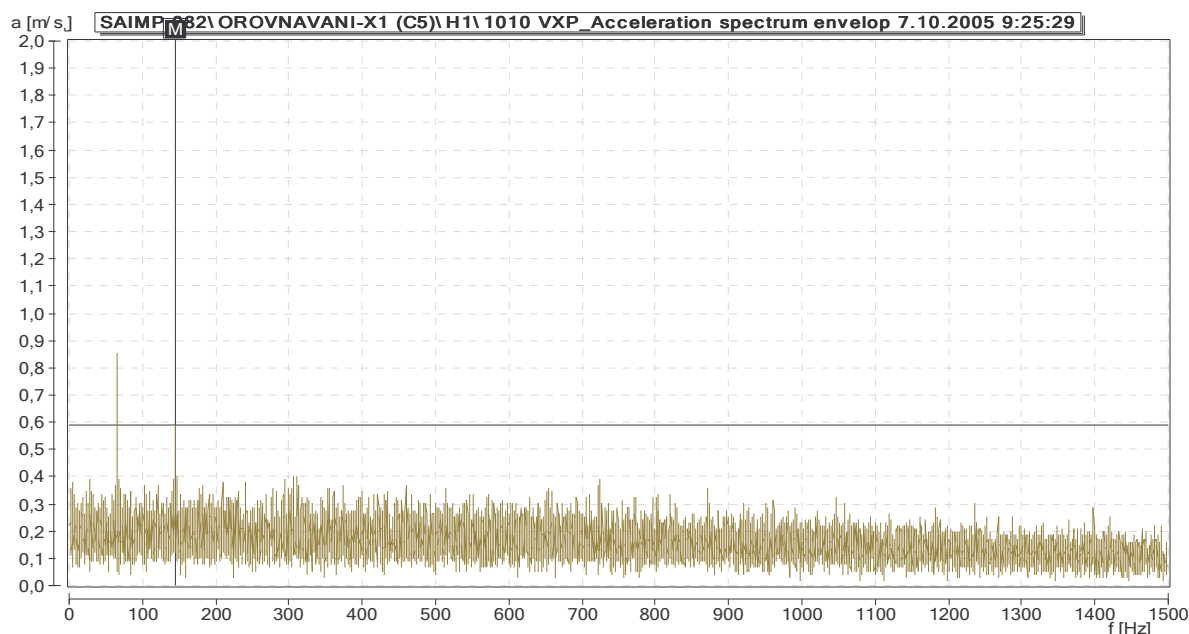
Na tomto zoomu je patrná maximální hodnota měření zrychlení vibrací, kterou představuje frekvence 14568 Hz. Ta je přibližnou 9. harmonickou složkou frekvence vnitřních kroužků ložiska (1618 Hz). Amplituda je v tomto případě 10,8 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Analýzou naměřených spekter zrychlení vibrací lze dojít k závěru, že došlo k poškození vnitřního kroužku valivého ložiska *FAG HC 71909 C.T.P4S.UL*.



Obr. č.11 Spektra zrychlení vibrací po výměně ložisek orovnávače

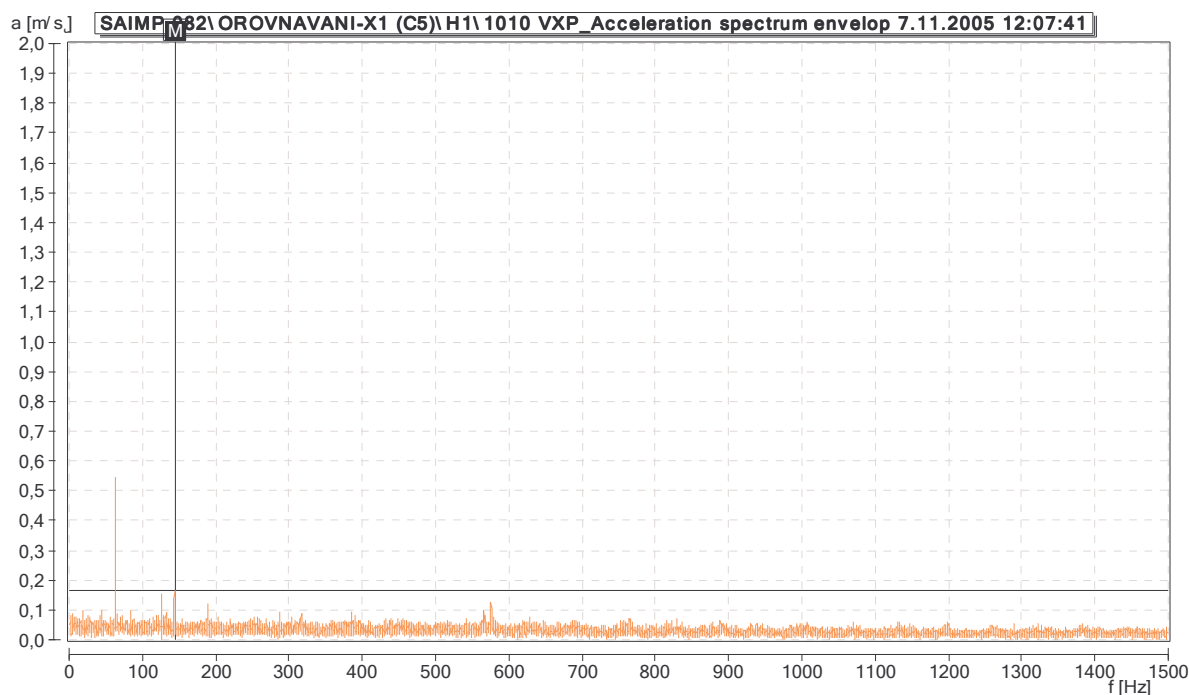
Výše zmíněnou změnou otáček elektromotoru orovnávače dojde k nepatrné změně dominantní frekvence z 3236 Hz (před výměnou) na 3164 Hz. Amplituda se při této frekvenci sníží z původních $2,306 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ na $2,028 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Efektivní hodnota zrychlení se ale sníží podstatně více. Před výměnou ložisek orovnávače byla tato hodnota $105,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, po výměně již jen $8,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Jak je dále z obou průběhů zrychlení vibrací (před výměnou ložisek a po jejich výměně) patrné, došlo ke zmizení složek zrychlení vibrací ve vysokofrekvenční oblasti od 10 000 do 24 000 Hz.



Obr. č.12 Spektra zrychlení vibrací měřené obálkovou metodou před výměnou

Z výsledků měření obálkovou metodou je identifikovatelná rotorová frekvence orovnávače (144,3 Hz), amplituda je při této frekvenci $0,59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a efektivní hodnota je $9,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Další výraznou složkou spektra je frekvence klece ložiska (64 Hz). Efektivní hodnota zrychlení se nemění a je tedy opět $9,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a amplituda je při této frekvenci $0,855 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.



Obr. č.13 Spektra zrychlení vibrací měřené obálkovou metodou po výměně ložisek
Po výměně ložisek orovnávače došlo k následujícím změnám : rotorová frekvence orovnávače se změnila z 144,3 Hz na 143,7 Hz (to je ale opět dáno změnou otáček elektromotoru E3), amplituda se při této frekvenci snížila z hodnoty $0,59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (před výměnou ložisek) na $0,167 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (po výměně) a konečně efektivní hodnota zrychlení se snížila z původních $9,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ na $1,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Při frekvenci klece ložiska 64 Hz došlo opět ke snížení amplitudy, konkrétně z původní hodnoty $0,855 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ na $0,543 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Vedle zmizení vysokofrekvenčních složek (10 000 až 24 000 Hz) došlo i k tomu, že se již po výměně ložisek neprojevuje ani modulace okolo 9. harmonické složky frekvence vnitřních kroužků

4. Výrobní závady součástí převodovek

Výrobní závady se projeví buď během samotného procesu montáže převodovky při pravidelných mezioperačních kontrolách, nebo na výstupní kontrole. V systému kontroly kvality převodovky MQ 200, zajišťované střediskem GQH (Kvalita výroby agregátu), se uplatňují tyto pracoviště:

- Kontrolní bod 3 (KB 3)
- Audit
- Analýza
- Jízdní zkoušky

4.1. Kontroly střediska GQH – Převodovka MQ 200

4.1.1 Kontrolní bod 3 (KB 3)

Na tomto pracovišti se kontroluje a vyhodnocuje dodržování výrobního procesu a vyřizují se zde případné reklamace ze strany dodávky dílů od subdodavatelů.

4.1.2. Audit převodovek

Audit provádí kontrolu určitého vzorku kompletních převodovek (2 převodovky denně – po jedné z každé linky) jejich rozebráním. Kontroluje se zde kompletnost montáže, utahovací momenty, množství oleje, předpětí diferenciálu, apod. Výsledkem auditu je hodnotící zpráva.

4.1.3. Analýza

Jak už samotný název napovídá, analyzují se zde poruchy, které byly odhaleny v průběhu montáže. Ze závěrů analýzy poruchy se vyhotoví protokol a učiní se opatření, aby již k těmto závadám pokud možno nedocházelo.

4.1.4. Jízdní zkoušky

Zde probíhá mimo jiné subjektivní hodnocení hluku převodovky školeným pracovníkem přímo v provozu. Provádí se vždy jednou denně s náhodně vybraným vozem Škoda Fabia, osazeným převodovkou MQ 200. Vybraný vůz se odebere na konci montážní linky, je tedy kompletní a připraven k expedici. Jízdní zkouška slouží ke kontrole celého hnacího ústrojí.

U motoru se kontroluje:

- Funkčnost motoru
- Kompletnost montáže
- Těsnost motoru
- Součástí zkoušky je i měření emisí výfukových plynů

U převodovky:

- Hlučnost převodovky ve voze
- Řazení
- Těsnost převodovky

Kontroly kvality, prováděné střediskem GQH (Kvalita výroby agregátu), by měli zabránit tomu, aby se na montážní linku hnacího agregátu dostal špatný kus. Špatný kus je charakterizován tím, že nejde namontovat, nebo se projeví zvýšeným hlukem při provozu.

4.2. Hluk a jeho zdroje v převodovce

4.2.1. Hluk

Hluk je každý nežádoucí zvuk, který vyvolává nepříjemný vjem nebo poškozuje lidské zdraví. Jedná se tedy o podmnožinu zvuku a subjektivně se těžko hledá hranice mezi těmito dvěma pojmy. Zvuk můžeme definovat jako vjem sluchového orgánu, jehož objektivní příčinou je zvukové (akustické) vlnění. Se zvukem úzce souvisí vibrace. Jedná se totiž také o vlnění – zvuk je vlnění přenášené vzduchem, vibrace jsou vlnění v pevných látkách.

Hluk má dvě stránky - kvantitativní a kvalitativní. Kvantitativně je hluk určen pomocí intenzity, frekvence, doby expozice atd.. Stanovení těchto veličin je určeno normami a legislativními předpisy. Kvalitativní stránka hluku je oproti tomu čistě subjektivní záležitost a je pro každého posluchače odlišná. Co je pro jednoho hlukem, může být pro druhého důležitou informací.

4.2.2. Zdroje hluku

Hlavními zdroji hluku jsou pohyblivé části převodovky jakými jsou ozubená soukolí a ložiska. Hřídele mezi největší zdroje hluku nepatří, ale podstatný vliv na hluk mají v případě jejich zkroucení a průhybů pod zatížením. V převodovce se

navíc objevují části, které hluk přenáší a zesilují. Mohou to být součásti řazení jako např. synchronizační kroužky, přesuvné objímky, řadící vidlice, táhla apod.

4.2.3. Cesta přenosu vibrací převodovkou

Vibrace a s tím spojený hluk vyvolávají především dynamické síly od záběru ozubených kol. Tyto síly navíc rozkmitávají vlastní ozubená kola, prostřednictvím kterých se vibrace přenášejí na hřídele. Hřídele dynamicky zatěžují ložiska, která rozkmitávají skříň převodovky. Ta je díky své skořepinové konstrukci značným zářičem hluku. Vibrace se dále šíří uložením samotné skříně a torzními vibracemi hřídelí do ostatních soustrojí, která prostřednictvím svých skříní vyzařují hluk do okolí. Konkrétně u automobilových převodovek se vibrace šíří řadícím mechanismem.

4.3. Vady ozubených kol

Na ozubení je možné nalézt mnoho příčin poškození. Obecně lze ale důvody poškození rozdělit do 2 skupin na technologické a mechanické vady. Prvně jmenované vady vznikají při vlastní výrobě ozubených kol, a to buď nepřesnou výrobou, způsobenou opotřebením obráběcích strojů, nebo nedodržením předepsaných technologických postupů. K mechanickému poškození dochází při samotné manipulaci s ozubenými koly. Obě dvě skupiny vad se projeví zvýšeným hlukem převodovky na zkušební stanici.

4.3.1. Mechanické vady ozubených kol

Jak již bylo řečeno, tyto vady vznikají při manipulaci s ozubenými koly. Jedná se o různé poškození profilu zubů (odlomení části zubu, díra po vniknutí cizího tělesa a následný otřep). Taková vada ozubeného kola se projeví zvýšením hlučnosti ve svém řádu ve spektrální analýze. U mechanických vad je tedy jednoznačně určeno, proč je daná převodovka nevyhovující.

4.3.2. Technologické vady ozubených kol

Při frézování ozubení může dojít k menším, ale podstatným vadám. Např. při upnutí obrobku může na dosedací ploše upínacího zařízení zůstat tříska, která způsobí excentricitu ozubení vůči ose uložení ozubeného kola. Excentricita

způsobuje, že se ozubená kola v soukolí periodicky přibližují a zase oddalují. To způsobuje zvýšení hlučnosti ozubení v postranních řádech u řádu kola.

Soustružnické operace na ozubených kolech pro převodovky MQ 200 se provádějí na strojích EMAG. Přesnost obrábění na těchto strojích je závislá na aktuální provozní teplotě. To znamená, že studený stroj vyrobí obrobek s jinými než požadovanými rozměry, proto je třeba při delší odstávce kontrolovat rozměry několika prvních kusů.

Při obrábění ozubeného kola může vzniknout i tzv. zvlnění boku zubů. Důsledkem této výrobní vady je zvuk o frekvenci, která je dána součinem frekvence otáčení obráběného ozubeného kola a počtu zubů dělicího kola, které otáčí daným kolem na obráběcím stroji. Složka frekvenčního spektra o této frekvenci se nazývá duchová (ghost komponent). Protože má dělicí kolo oproti obráběnému kolu mnohem větší počet zubů, je výsledný pískavý tón velmi vysoký.

V případě dokončovacích operací ozubených kol se vady způsobené vibracemi obráběcích strojů projeví vlnami na zubovém profilu. V řádovém spektru se tyto vady projeví v tzv. nepasující řády. Ty většinou leží mezi řádem kola a jeho první harmonickou složkou.

Další problematickou operací je ševingování. Stejně jako u frézování může i zde dojít k vniknutí třísky mezi obrobek a upínací zařízení. To způsobí narušení povrchu obrobku třískou. Někdy dochází také k tomu, že ševingování neproběhne na všech zubech. Následkem této chyby se zvýší hlučnost.

V celém průběhu výroby ozubení se proto ozubená kola kontrolují (asi 50 kontrolních míst na jednom kole). Tyto kontroly probíhají v různém stádiu opracování a vždy na určitém množství z dávky. Mezi kontroly patří rozměrové kontroly, vizuální kontroly na celkovost opracování a kontroly, kde se proměřuje profil ozubení.

Každé vyrobené kolo projde před expedicí na montážní linku převodovek kontrolním testem na hluk na stroji DIGIT. Stroj po provedené kontrole ozubené kolo vyhodnotí buď jako dobré, opravitelné nebo jako zmetek. Na opravitelném kole obsluha hledá vadu a snaží se jí odstranit. Tuto opravu může obsluha provést maximálně dvakrát, je-li i poté kolo vyhodnoceno jako špatné, vyřadí se.

V ozubárně probíhá také audit, kde se každý týden proměřují tři sady kol z převodovky. Zde se kontrolují rozměry s ohledem na zachované tolerance,

drsnosti funkčních rozměrů, geometrické tolerance apod. Výsledkem auditu jsou hodnotící zprávy.

4.4. Vady hřídelí

Rotace hřídelí přímo souvisí s jejich vyvážením a tedy se vznikem buzení od jejich případné dynamické nevyváženosti. Jak bylo uvedeno výše, hřídele nepatří mezi největší zdroje hluku, ale i přesto je nutné zajistit jejich dynamickou vyváženost.

4.5. Vady ložisek

Poškození ložiska se při řádové analýze hledá velice obtížně, protože se projevuje v různých řádech. Proto se poškození ložiska určuje ze zkušeností a ze zdokumentovaných odhalených chyb.

Dobrym nástrojem k odhalení poškození ložiska je také frekvenční analýza, s pomocí vzorců (2.5) až (2.8) lze spočítat frekvence různých částí ložisek. Právě při těchto frekvencích se poškození valivého ložiska projeví. Frekvenční analýzu však nelze z důvodů časové náročnosti provádět jako 100% kontrolu, ale je možné použít jí u převodovek, které byly řádovou analýzou vyhodnoceny jako špatné. Pomocí této metody je možné zjistit přesně, kde je vada a odpadá dlouhé hledání místa poškození.

V převodovce MQ 200 se používají valivá ložiska. U jednoho z ložisek tvoří vnitřní kroužek ložiska přímo hřídel, takže výroba tohoto průměru je velice náročná na přesnost výroby. Vznik malých plošek (vráskování) na tomto průměru se projeví zvýšením hlučnosti. Toto místo je v současnosti velice problematické, jak ze strany hřídele, tak ze strany ložiska.

Vliv na hlučnost ložisek má také drsnost, vlnitost a tvar kroužků ložiska a samotných valivých těles. Používají se valivá tělíska ve tvaru soudku. Ostré hrany na valivých tělesech se projeví také zvýšením hlučnosti.

K významné vadě ložiska docházelo také při špatném polohování na honovacím stroji. To vedlo k tomu, že honovací hlava narazila na osazení ložiska a poničily se tak honovací kameny. Při honování dalších kusů pak docházelo k tzv. vráskování. Externí firma tuto vadu vyřešila lepším polohováním při upínání obrobku.

4.6. Mechanismus řazení

Další částí, která může přispívat ke zvýšení hluku převodovky je mechanismus řazení. A to především tím, že při zařazení zůstane řadící vidlička přitlačena na ozubeném kole a vibrace jsou poté přenášeny celým řadícím mechanismem. Minimalizovat tyto přenosy vibrací je možné dodržováním předepsaných tolerancí při výrobě mechanismu řazení.

4.7. Vliv montáže na hlučnost převodovek

Montáž převodovek MQ 200 je z velké části automatizována. Ve výrobním procesu je navíc zařazeno velké množství kontrol, které hlídají správnost a úplnost montáže.

Na předmontáži se hledí na to, aby se součásti vkládali orientovaně, kontroluje se také úplnost jehlových ložisek a axiální vůle pojistných kroužků. Z předmontáže jdou hřídele na montážní linku, kde se provádí kamerová kontrola. Ta probíhá tak, že je hřídel, jdoucí do výroby porovnáván s ukázkovým hřídelem, u kterého je správnost ověřena. Přístroj hodnotí hlavní rozměry (průměry a výšky), dále úplnost a správnost montáže hřídele. V případě zjištěné chyby, je obsluha upozorněna rozsvícením varovné kontrolky. Dále se kontroluje skříň převodovky - především dosedací plochy, správnost a kompletnost víka skříně, zalisování ložisek, rozměry hřídele zpětného chodu atd. Konečná kontrola převodovek je na zkušební stanici. O této metodice měření pojednává kapitola 5.

4.8. Konstrukční zásady pro snížení hlučnosti převodovek

Při návrhu konstrukce moderní převodovky je nutno vedle hlavních kritérií, jakými jsou např. převodové poměry, účinnost, rozměry a hmotnost převodovky apod. brát v potaz i problematiku minimální hlučnosti. Nejen z tohoto důvodu se používají kola se šikmým nebo zakřiveným ozubením s velkým počtem zubů a příslušnými korekcemi.

Prvotním zdrojem hluku jsou totiž vibrace vzniklé záběrem ozubených kol. V ideálním případě je příčinou vibrací proměnlivá tuhost spojení ozubených kol v záběru, která se projevuje jako tzv. parametrické buzení. Prakticky jsou ale dalším zdrojem vibrací rázy, vznikající při vstupu zubů do záběru. Nejvíce patrné je to u zubů deformovaných zatížením, zubů s výrobními úchytkami, a to jednak

pravidelným či nepravidelným zvlněním povrchu všech zubů nebo nepravidelnostmi na obvodu ozubeného kola, nesouosostí apod.

Dalším předpokladem pro snížení hluku převodovek je tedy tuhost jednotlivých součástí, a to jak samotných hřídelí a ložisek, tak i tuhé uložení ozubených kol. Tuhost hřídelí lze zajistit například přiblížením podpor, letmé uložení hřídele není vhodné. S tím souvisí i poloha ozubených kol na hřídeli, která ovlivňuje rozložení zatížení po šířce zubu.

V případě rázů je snížení hluku možné použitím dvouhmotového setrvačníku a spojkami s tlumičem záběru.

Co se týče vlastních ozubených kol, jejich dostatečnou tuhostí se minimalizují chyby v odchylkách záběru. Důležité je vyhnout se rezonanci kola, to je možné přeladěním jeho vlastní frekvence : změnou hmotnosti, vhodnou korekcí, změnou úhlu záběru, přerušením zubů obvodovými drážkami, použitím brzdících členů (tím se však sníží i celková účinnost převodovky), oddělením velké setrvačné hmoty pružnou spojkou nebo změnou počtu zubů (tím dojde kromě přeladění i ke změně amplitudy). Snížit budící amplitudy lze také snížením zátěže přenášené jedním soukolím (větvení toku výkonu). V neposlední řadě pokud zmenšíme rozměry ozubeného soukolí, sníží se úměrně k tomu i rychlosti na záběrové přímce a tím také generovaný hluk.

Další součástí převodovky, jejíž konstrukční změnou můžeme snížit výsledný hluk je ložisko. Zde záleží na typu ložiska, zatížení, konstrukci ložiskové klece, ložiskové vůli a samozřejmě také na přesnosti výroby. Základem je volba optimálního předpětí. Při tomto předpětí je zatížena více než polovina valivých tělísek, klesá maximální dotykové napětí a trvanlivost ložisek roste. Naopak v případě ložiskové vůle je vnější radiální zatížení přenášeno menším počtem valivých tělísek.

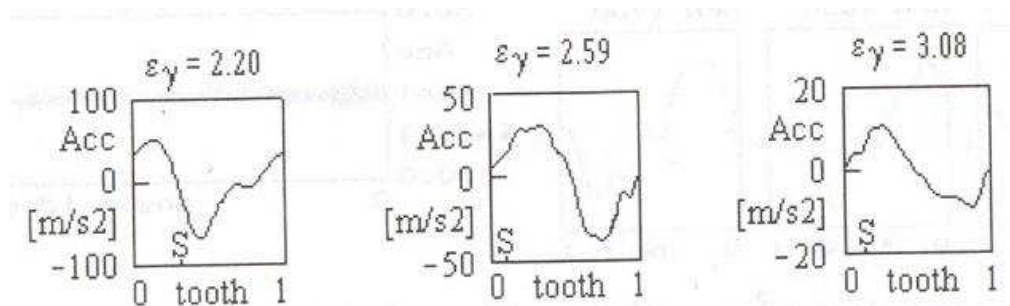
Skříň převodovky je výrazným zářičem hlukové energie zvláště v oblastech s vyšší hladinou napětí a proto vyžaduje v tomto místě zesílení nebo vyztužení. Jedná se o velké nedělené rovné plochy a je tedy nutné tyto místa při návrhu skříně minimalizovat. To je možné použitím žebrování, zvýšit tuhost stěny zvětšením tloušťky, změnou průřezu, větvením konstrukce apod.. Při výběru materiálu skříně je dobré používat materiály s velkým vnitřním tlumením, hluk lze snížit také pomocí útlumu na rozhraní dvou prostředí, použitím hradících hmot nebo pružných vložek.

V současné době je uložení převodovek řešeno pomocí jednoduchých pryžových lůžek a silentbloků, ale v budoucnu se počítá s využitím lůžek s vnitřním i vnějším hydraulickým tlumením. Tento způsob uložení dovoluje ovládat jednotlivá lůžka mikropočítačem, který provádí optimální korekce nastavení s ohledem na minimální přenos vibrací.

Snížit hlučnost převodovky je možné použitím olejů s vyšší viskozitou, ale tím se sníží účinnost soukolí a také životnost ložisek, která vyžadují nízkoviskózní oleje.

4.9. Konstrukční úpravy ozubení na snížení hlučnosti

Je prokázáno, že největším zdrojem vibrací jsou dynamické síly mezi zuby, které vznikají parametrickým buzením. Tento zdroj vibrací je možno utlumit vhodnou volbou parametrů ozubení. Elegantním řešením je tzv. HCR (High Contact Ratio) ozubení s celočíselnými součiniteli záběru s $\varepsilon_\alpha = 2$ a v případě šikmého ozubení i sklonu šroubovice se součinitelem kroku $\varepsilon_\beta = 1$. Efekt tohoto konstrukčního opatření na snížení hluku přesahuje dokonce efekt krytí převodovky pro její zvukovou izolaci. Experimentálně bylo prokázáno, že časový průběh průměrné odezvy záběru souvisí právě se součinitelem záběru. To dokazuje obr. č. 14, na kterém jsou porovnány tři šikmá ozubení s různými součiniteli záběru profilu.



Obr. č. 14 Vliv součinitele záběru na průběh odezvy záběru

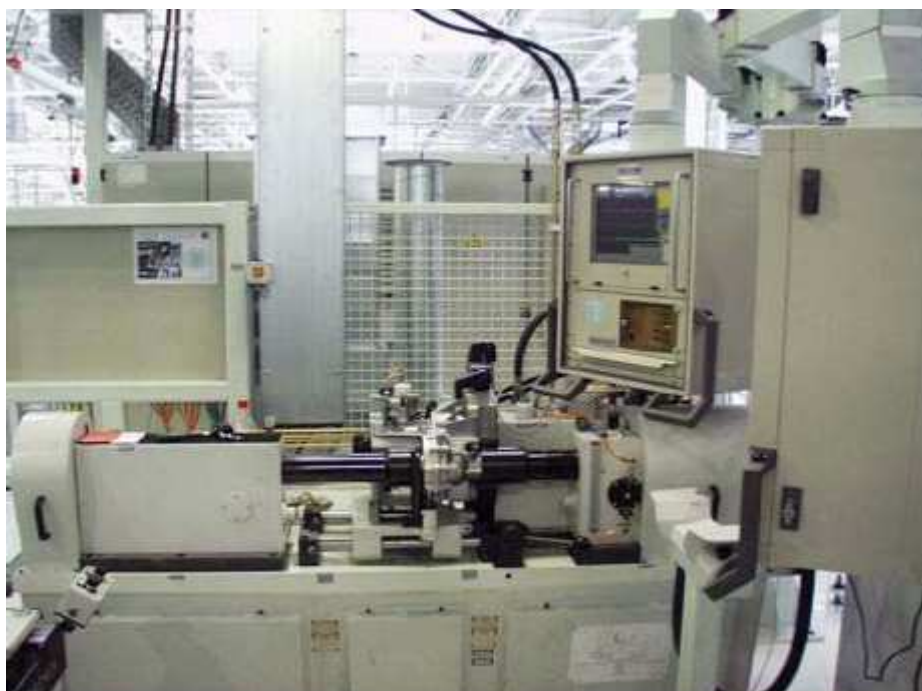
Zvětšení celkového součinitele záběru ε_γ umožňuje použití šikmých nebo zakřivených zubů, větší počet zubů s malým modulem, zmenšení úhlu záběru α_w , případně prodloužení výšky hlavy zubu.

Snížením drsnosti povrchu boků zubů se sice sníží hlučnost převodovky jen minimálně, ale výhodou je, že se zlepší další parametry jako je například přesnost ozubení, a to může přinést další snížení hlučnosti.

5. Metodika měření na zkušebním stavu

Finální kontrola kvality zkompletované převodovky probíhá na zkušebních stavech převodovky (ZSP) umístěných na konci obou montážních linek. Schéma zkušebního stavu je na obrázku č. 16. Na konci každé linky jsou umístěny vždy tři stavy, jeden stav na starší lince je navíc osazen řadícím automatem. Po absolvování zkušebního testu na ZSP a kontrole množství oleje se převodovky odesílají na montážní linku hnacího agregátu.

5.1. Zkušební stav převodovek



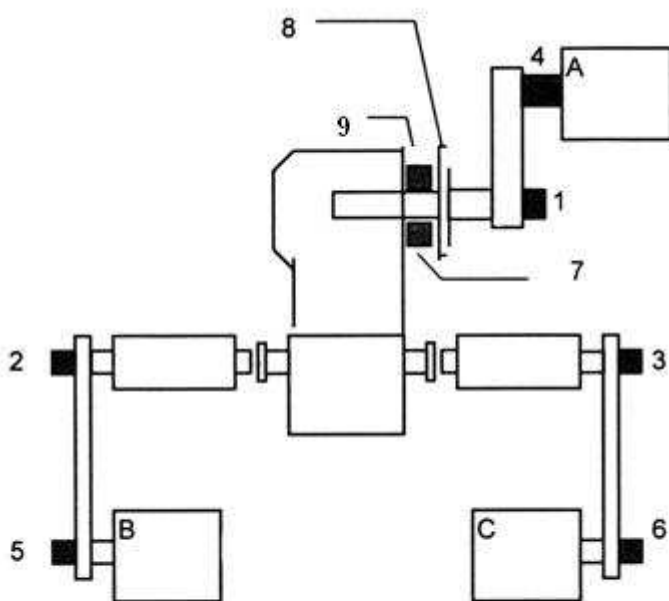
Obr. č.15 Zkušební stav s upnutou převodovkou

Zkušební stav se skládá z těchto částí:

- Mechanická část dodaná firmou EGM
- Elektrotechnická část od firmy CEGELEC
- Řídící systém SIMATIC
- Software pro vyhodnocení dat ROTAS

Jednotlivé ZSP jsou síťově propojeny se serverem, kam se stahují naměřená data, určená k případné editaci a archivaci. Archivují se nejdůležitější naměřené hodnoty z každé převodovky, a to kvůli pozdější reklamaci.

Zkušební stavy jsou shodné v celém koncernu VW. Výhodou tohoto systému je výměna informací a kolektivní řešení problémů, jak se zaváděním výroby, tak i při běžném provozu.



Obr. č.16 Schéma zkušebního stavu

Kde: A-C jsou hnací (brzdící) stroje, jedná se o stejnosměrné elektromotory s označením G13.04 o výkonu 29,5 kW.

1-3 jsou snímače otáček ROD 436E, používají se ke zjištění otáček vřeten hnacích strojů a k jejich následné regulaci.

4-6 jsou stejné snímače otáček, sloužící ke kontrole otáček elektromotorů.

7 je snímač zarážení. Je označen A5S07B50 a slouží ke kontrole spojky. Je schopný zaznamenat 50 impulzů za otáčku.

8 je elektromagnetická spojka

9 je iniciátor pro hodnotu otáček k vlastní hlukové analýze

Všechny výše zmíněné části se nacházejí na podstavci. K zatěžování převodovek slouží 3 stejnosměrné elektromotory, které mohou pracovat v celé oblasti otáček střídavě v režimu motor/generátor. O správné nastavení požadovaných provozních podmínek se stará regulační zařízení, jehož součástí jsou snímače otáček. Toto zařízení také kontroluje správnost převodových poměrů.

5.2. Kontrolní test na ZSP

Kontrolním testem prochází každá převodovka opouštějící montážní linku. Během kontrolního testu se kontroluje:

- Kompletnost montáže
- Funkčnost převodovky a řazení
- Defekty na ozubených kolech, hřídelích, ložiskách a řazení
- Hlučnost

5.2.1. Průběh kontrolního testu

V případě nastavení automatického provozu (lze ale nastavit i manuální zkušební provoz) probíhá zkouška převodovky následujícím způsobem: manipulační vozík dopraví převodovku ke zkušebnímu stavu, ten po stisknutí tlačítka „Číst data převodovky“ obsluhou načte výrobní číslo a typ převodovky z čipu na vozíku. Výrobní číslo každé převodovky je ve tvaru: GXX rmmdd/xxxx (rok, měsíc, den výroby). Číslo za lomítkem značí kolikátá v pořadí byla tato převodovka daný den vyrobena.

Obsluha pomocí elektrického zvedáku usadí převodovku na ZSP, konkrétně na upínací suport, který je přepnut do polohy „Výměna“. Poté připojí snímač kontroly zpětných světel a přípravek, pomocí kterého se řadí převodové stupně. Hřídele převodovky – vstupní od spojky a dva výstupní z diferenciálu se spojí s pohonem mechanické části stavu a dotykový snímač zrychlení se automaticky ustaví do měřicí polohy, která je přesně definovaná.

Spojení výstupních hřídelí převodovky a zkušebního stavu je realizováno pomocí přírub s čepy. Při hledání správné vzájemné polohy hřídelí se protočí diferenciál, čímž se odhalí jeho případné zablokování.

Poté začíná samotná zkouška hlučnosti. Obsluha řadí převodové stupně v pořadí: R, 1, 2, 3, 4, 5 a stav podle daného programu (obr. č. 17 a 18) pohání vstupní hřídel a předepíná převodovku nastaveným momentem. Během tohoto procesu se pomocí snímače zrychlení měří vibrace převodovky.

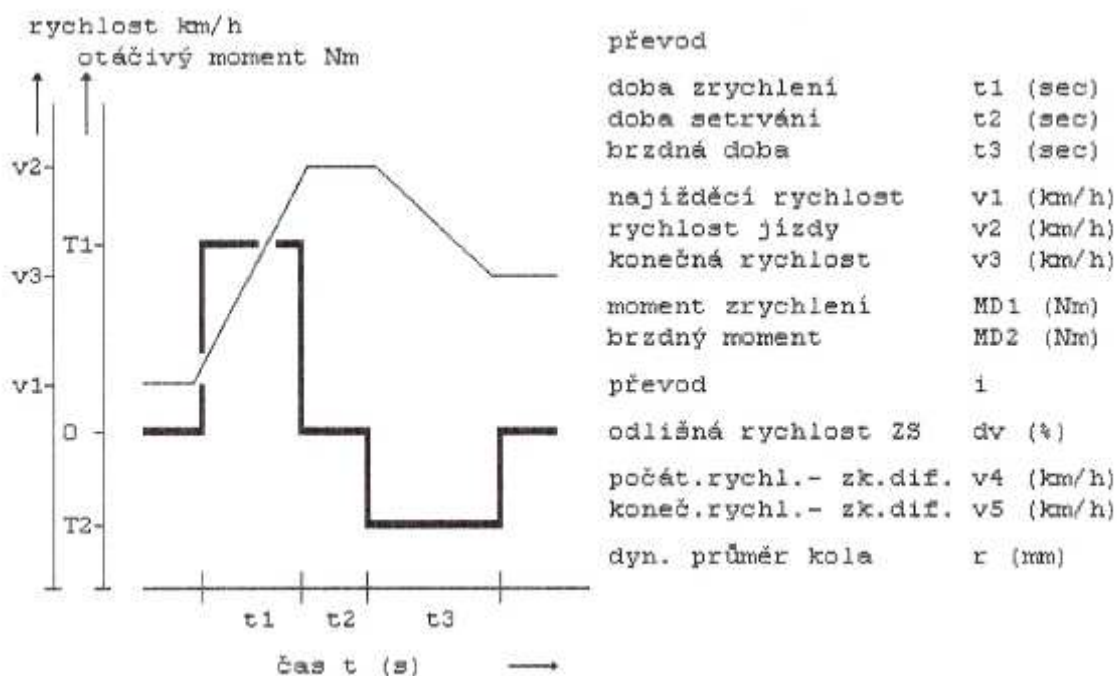
Po dokončení zkoušky a uvolnění převodovky se upínací suport musí manuálně přestavit zpět do polohy „Výměna“. Převodovku, vyhodnocenou jako bezzávadnou, obsluha přemístí na manipulační vozík a ten jí dopraví na

montážní linku hnacího agregátu. Závadné převodovky se ukládají na palety vedle zkušební stanice. Na zkušebních stanicích se rozlišují 3 druhy chyb:

- chyby z kontroly zpětných světel při zařazení zpátečky
- chyby rozpoznatelné hlukovou analýzou DISCOM (ROTAS)
- chyby, které zjistí pracovník a poté zapíše do zkušebního protokolu

5.2.2. Příklad zkoušky určitého rychlostního stupně

Na obr. č. 17 a 18 jsou znázorněny režimy pro jednotlivé stupně převodovky GDR. Například pro třetí převodový stupeň probíhá měření takto: během 7 sekund urychlí náhon ZSP s konstantním úhlovým zrychlením výstupní hřídele z rozvodovky z 15 na 90 km·h⁻¹ (úhlová rychlost výstupních hřídelí se přepočítává na reálnou rychlost automobilu). Výstupní hřídele jsou zatíženy konstantním brzdným momentem 40 N·m. Poté se bez časové prodlevy začnou otáčky výstupních hřídelí lineárně snižovat z 90 na 25 km·h⁻¹ přičemž brzdný moment činí opět 40 N·m. Jednoduchým výpočtem zjistíme, že u tohoto typu převodovky odpovídají jízdě na třetí převodový stupeň rychlostí 90 km·h⁻¹ otáčky motoru 3860 min⁻¹.



Obr. č.17 Průběh momentů a rychlostí v závislosti na čase během testu

název / inf.:	REF. BENZIN					Typ No.: 02T300051P	
	1. R	2. R	3. R	4. R	5. R	zp.chod	zk.syn.
t1 (sec)	4	5	7	7	7	4	
t2 (sec)	0	0	0	0	0	1	3
t3 (sec)	3	5	7	7	7	4	
v1 (km/h)	0	10	15	25	30	0	
v2 (km/h)	25	55	90	110	125	-25	5
v3 (km/h)	10	15	25	30	10	0	
MD1 (Nm)	15	30	40	40	40	15	
MD2 (Nm)	-15	-30	-40	-40	-40	-15	
i	12.470	7.060	4.630	3.350	2.670	11.490	
dv (%)	0	0	0	0	8	0	
v4 (km/h)	0	0	0	0	40	0	
v5 (km/h)	0	0	0	0	100	0	
r (mm)	573						

Obr. č.18 Hodnoty časů, rychlostí a momentů pro test převodovky GDR

5.2.3. Zkouška diferenciálu

Při měření pátého převodového stupně probíhá jako jediná i zkouška diferenciálu. Princip spočívá v tom, že při úhlové rychlosti výstupních hřídelí odpovídající rychlosti automobilu 40 až 100 km·h⁻¹, je jeden z hřídelí přibrzdčován a druhý samotnou funkcí diferenciálu urychlován. Rozdíl úhlových rychlostí výstupních hřídelí během zkoušky činí 8 %.

5.2.4. Synchronizační zkouška

Posledním bodem kontrolního testu je synchronizační zkouška. Při ní řadící automat (nebo obsluha) ZSP řadí převodové stupně v tomto pořadí: 5, 4, 3, 2, 1, R a to při velmi nízkých otáčkách vstupního hřídele (do 20 min⁻¹). Při přeřazení se sleduje průběh řadící síly s ohledem na synchronizaci a také maximální síla, která nesmí přesáhnout nejvyšší povolenou hranici. V případě ručního řazení obsluhou ZPS se subjektivně hodnotí potřebná síla a čas na zařazení nižšího převodového stupně. Výsledkem této zkoušky je zhodnocení potřebné řadící síly a kvality řadícího mechanismu.

5.3. Zpracování naměřených hodnot v programu ROTAS

Jak již bylo uvedeno, zkušební stav snímá pomocí jediného dotykového snímače zrychlení vibrací měřené převodovky. Naměřené hodnoty se zpracovávají a vyhodnocují v programu ROTAS od německé firmy DISCOM GmbH.

Celkový hluk obsahuje podíly od všech rotujících dílů převodovky. Při měření se využívá otáčkově synchronní analýza – to znamená, že signál je zachycen synchronně s otáčkami vstupního hřídele. Pomocí převodovkové databanky, kde jsou uloženy počty zubů jednotlivých ozubených kol a převodové poměry pro každý typ převodovky, se dají v signálu určit složky, které patří buzení kteréhokoliv hřídele převodovky. Tím se z celkového signálu dají určit hluky jednotlivých hřídelí.

Ty se značí:

- SK 1 – vstupní hřídel převodovky
- SK 2 – výstupní hřídel převodovky
- SK 3 – diferenciál
- MIX – součet všech tří kanálů

Hodnoty naměřené při akceleraci se značí S, při deceleraci B. Z takto zpracovaných signálů se stanoví spektra, ve kterých se projeví defekty jak ozubených kol, hřídelí a ložisek, tak samotný hluk převodovky.

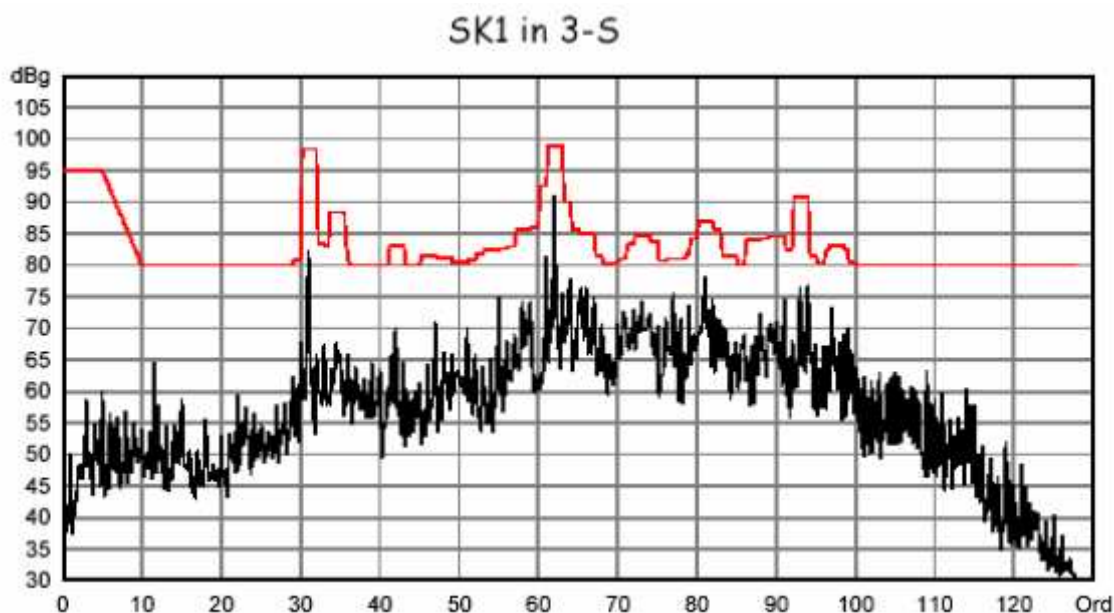
Tyto závislosti se nazývají :

- Konečná spektra
- Crest faktor

5.4. Vyhodnocení naměřených hodnot

5.4.1. Konečná spektra

Jsou to spektra, kde se na frekvenční osu vynášejí řády (ord). Řád je bezrozměrná jednotka, je to násobek vztažné frekvence, většinou určitého rotujícího hřídele. Vztažné hřídele přiřazené jednotlivým kanálům jsou uvedeny výše. Řády MIX kanálů jsou přiřazeny k otáčkám vstupního hřídele převodovky.



Obr. č.19 Konečné spektrum hluku převodovky

Na tomto obrázku je znázorněno konečné spektrum hluku, které konkrétně v tomto případě emituje pouze vstupní hřídel převodovky (SK1), měřený při zařazeném třetím rychlostním stupni v akceleraci (3-S).

Spektra se nazývají konečná proto, že se při měření na ZSP zaznamenává pouze ta nejvyšší naměřená hodnota hluku daného řádu. Červeně je v grafu vynesena tzv. hraniční křivka.

5.4.2. Crest faktor

Překročení této hodnoty signalizuje poškození ozubeného kola, ložiska nebo hřídele. Jako poměrné číslo ukazuje u poškození stejnou hodnotu pro všechny převodovky.

Crest faktor (činitel výkmitu) se vypočítá podle vztahu:

$$Crest = \frac{y_M}{y_{ef}} \quad [-] \quad (5.1)$$

$$y_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T y^2 dt} \quad [dB] \quad (5.2)$$

Kde: y_Mmaximální hodnota signálu (peak) [dB]

y_{ef}efektivní hodnota signálu (RMS) [dB]

Tdoba periody [s]

yokamžitá hodnota signálu [dB]

V případě, že dojde k překročení zadaných hraničních křivek v konečných spektrech, hodnot Crest faktoru, nebo zjištění jiných závad během zkušebního testu, vyhodnotí ZSP převodovku jako vadnou (používá se interní označení nepřímá převodovka – N.I.O., v případě dobré převodovky je to přímá převodovka – I.O.) Tato převodovka poté putuje na pracoviště analýzy převodovek.

5.5. Hraniční křivky a proces jejich učení

Jako mezní hodnota se pro řádovou analýzu konečných spekter stanovují hraniční křivky. Každý řád této hraniční křivky je přiřazen některým chybovým hláškám, zkušební stav tak podle hodnoty překročeného řádu dokáže automaticky přiřadit závadu.

Hraniční křivky se vytvářejí podle těchto vzorců:

$$G = y_{ss} + offset + 3 \cdot \delta \quad [dB] \quad (5.3)$$

$$y_{ss} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T y(t) dt \quad [dB] \quad (5.4)$$

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_1^n (y_i - \bar{y})^2} \quad [dB] \quad (5.5)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \cdot \sum_1^n y_i \quad [dB] \quad (5.6)$$

Kde:

G.....hraniční hodnota daného řádu [dB]

y_{ss}.....stejnomožná odchylka souboru

T.....doba periody [s]

y(t).....časový průběh signálu [dB]

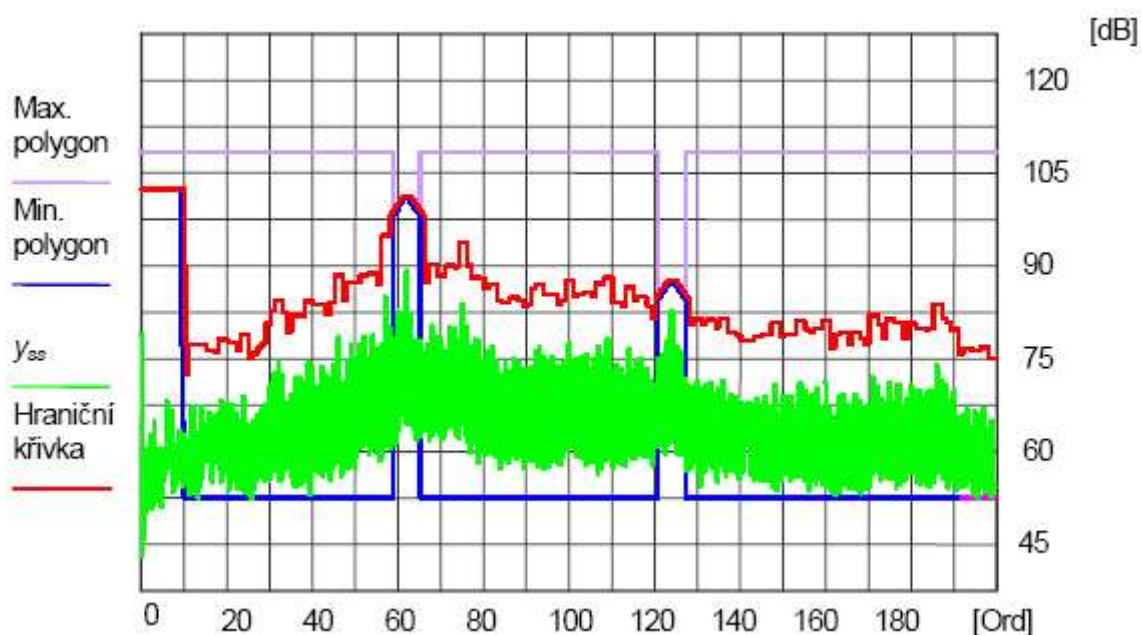
n.....počet měření [-]

y_i.....i-tá hodnota souboru [dB]

\bar{y} průměrná hodnota souboru

Hraniční křivky se skládají z úseků, které jsou zjištěny procesem učení, a z úseků, které mohou být pevně zadány. Učení probíhá v rozsazích řádů, u kterých není znám účinek hluku. Naopak pevné hranice se vytvoří po prvotních jízdách zkouškách na řádech, které jsou ve voze rušivé (takzvané klobouky), jsou to většinou základní harmonické frekvence.

Takto vytvořená hraniční křivka může nabývat hodnot pouze mezi tzv. minimálním a maximálním polygonem, přičemž platí, že nesmí překročit maximální a ani klesnout pod minimální polygon. Dále platí, že křivka musí nabývat právě hodnot, definovaných klobouky. Vše je patrné na obr. č. 20.



Obr. č.20 Tvorba hraniční křivky

Minimální a maximální polygon slouží k tomu, aby hraniční křivka G nebyla ovlivňována příliš nízkými a naopak příliš vysokými hodnotami.

Proces učení se skládá ze základního učení, kdy jsou přiučeny hodnoty nepřesahující maximální polygon. Potom následuje doučení, kdy se již agregáty vyhodnotí podle dosud naučené hraniční křivky a doučí se jen vyhovující hodnoty. Takto se vytváří hraniční křivka, která průběžně zohledňuje trendy výroby, ale nikdy nepřeroste únosnou mez, která by ve vozidle působila rušivě.

Hraniční křivky jsou definovány pro každý převodový stupeň a měřený kanál převodovky.

6. Převodovka MQ200

Jedná se o pětistupňovou, manuálně řazenou automobilovou převodovku. Převodovka je moderní konstrukce a mimořádně lehká, její skříň je vyrobena z hořčíkové slitiny. Při jejím vývoji byly sledovány především tyto cíle:

- snadné a přesné řazení
- optimální účinnost
- minimální hmotnost
- modulová konstrukce
- možnost použít jednotné lankové řazení

Označení MQ200 udává, že převodovka je schopna přenášet maximální točivý moment motoru o velikosti 200 Nm. Z důvodů minimalizace potřebných ovládacích sil je synchronizace prvního a druhého převodového stupně dvojnásobná. Toto řešení snižuje ovládací síly při řazení těchto rychlostní stupňů teoreticky o polovinu.

Převodovku je možno použít ve spojení s motory různého druhu i výkonu (označení viz tab. č. 3). Montována je do vozů Fabia a Octavia, v budoucnu se ale počítá s dodávkami do všech vozů od třídy A00 až po třídu A podvozkových platforem celého koncernu Volkswagen. Velikou výhodou je fakt, že jednotlivé převody lze jednoduše odstupňovat podle výkonových parametrů motoru, a to pouze změnou počtu zubů ozubených kol stálého převodu. Ostatní díly převodovky zůstávají shodné. Konečná montáž převodovky probíhá v provozu nové haly M6 v hlavním závodě společnosti v Mladé Boleslavi.

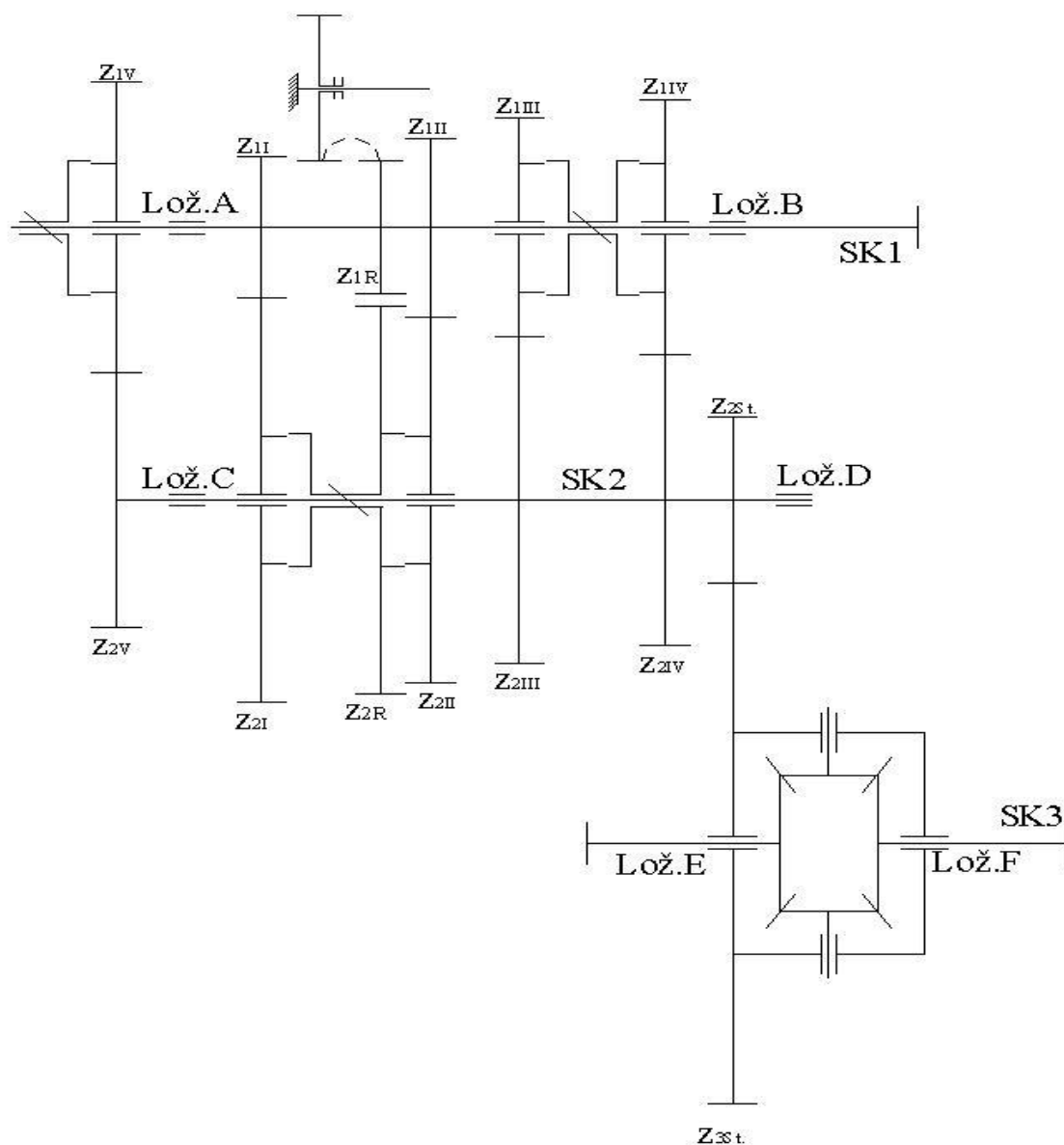
Kód převodovky	GRZ	GRY	GSA	GSH	GSB
Starší označení platné do 9.4.2003	GDL	GDM	GDR	GDN	GDP
Motorizace	1,4 l / 55 kW	1,4 l / 74 kW	1,9 l / 47 kW SDI	1,2 l / 40 kW	1,2 l / 47 kW

Tab. č.3 Značení jednotlivých převodovek typu MQ200

	z_2	z_1	i
rozvodovka	66	17	3,882
1. rychlostní stupeň	38	11	3,455
2. rychlostní stupeň	44	21	2,095
3. rychlostní stupeň	43	30	1,433
4. rychlostní stupeň	41	38	1,079
5. rychlostní stupeň	41	46	0,891
zpátečka	35 24	24 11	3,182

Tab. č.4 Počty zubů měřené převodovky (kód GRY)

6.1. Kinematické schéma převodovky:



Obr. č. 21 Kinematické schéma převodovky MQ 200

6.2. Výpočet budících frekvencí převodovky

Hlavními zdroji buzení, jejichž frekvenci lze počítat, jsou nevyváženost hřídelí (rotorová frekvence), ozubená kola (zubová frekvence) a ložiska (frekvence vnějšího a vnitřního kroužku, valivých těles a klece valivých těles).

Podle vztahů (2.1), (2.2) a (2.4) jsem pro každý rychlostní stupeň vypočítal rotorové a zubové frekvence. Vycházel jsem z počtu zubů a převodových poměrů, uvedených v tabulce č. 4. Jako příklad uvádím výpočet pro třetí rychlostní stupeň v tahu ze dne 12.12.2005 (stav pastorku je N.I.O., tedy vadný).

Dáno: vstupní otáčky $n_{(III)}=3000\text{min}^{-1}$

Rotorová frekvence vstupního hřídele f_{r1} :

$$f_{r1(III)} = \frac{n_{(III)}}{60} = \frac{3000}{60} = 50 \text{ Hz}$$

Rotorová frekvence výstupního hřídele f_{r2} :

$$f_{r2(III)} = \frac{f_{r1(III)}}{i_{III}} = \frac{50}{1,433} = 34,88 \text{ Hz}$$

Zubová frekvence f_{z1} :

$$f_{z3(III)} = f_{r1(III)} \cdot z_{1(III)} = 50 \cdot 30 = 1500 \text{ Hz}$$

Dle vzorce (2.2) platí také:

$$f_{z3(III)} = f_{r2} \cdot z_{2(III)} = 34,88 \cdot 43 = 1500 \text{ Hz}$$

Zubová frekvence stálého převodu $f_{zSt(III)}$

$$f_{zSt(III)} = f_{r2} \cdot z_{1SP} = 34,88 \cdot 17 = 593,02 \text{ Hz}$$

Protože jsou ale v záběru všechna ozubená soukolí převodovky, vypočítal jsem i zbývající zubové frekvence:

$$f_{z1(III)} = f_{r1} \cdot z_{1(I)} = 50 \cdot 11 = 550 \text{ Hz}$$

$$f_{z2(III)} = f_{r1} \cdot z_{1(II)} = 50 \cdot 21 = 1050 \text{ Hz}$$

$$f_{z4(III)} = f_{r1} \cdot z_{1(IV)} = 50 \cdot 38 = 1900 \text{ Hz}$$

$$f_{z5(III)} = f_{r1} \cdot z_{1(V)} = 50 \cdot 46 = 2300 \text{ Hz}$$

6.3. Tabulky vypočtených hodnot

12.12.2005 Tah								
rychl. °	f _{r1}	f _{r2}	f _{z1}	f _{z2}	f _{z3}	f _{z4}	f _{z5}	f _{zSt}
I	49,83	14,43	548,17	1046,50	1495,00	1893,67	2292,33	245,23
II	49,95	23,84	549,45	1048,95	1498,50	1898,10	2297,70	405,28
III	50,00	34,88	550,00	1050,00	1500,00	1900,00	2300,00	593,02
IV	50,07	46,40	550,73	1051,40	1502,00	1902,53	2303,07	788,86
V	50,07	56,17	550,73	1051,40	1502,00	1902,53	2303,07	954,93

Tab. č.5 Vypočtené hodnoty rotorových a zubových frekvencí ze dne 12.12.05 v tahu

20.3.2006 Tah								
rychl. °	f _{r1}	f _{r2}	f _{z1}	f _{z2}	f _{z3}	f _{z4}	f _{z5}	f _{zSt}
I	50,02	14,48	550,18	1050,35	1500,50	1900,63	2300,77	246,13
II	50,08	23,90	550,92	1051,75	1502,50	1903,17	2303,83	406,36
III	50,13	34,98	551,47	1052,80	1504,00	1905,07	2306,13	594,60
IV	49,97	46,31	549,63	1049,30	1499,00	1898,73	2298,47	787,28
V	50,05	56,15	550,55	1051,05	1501,50	1901,90	2302,30	954,61

Tab. č.6 Vypočtené hodnoty rotorových a zubových frekvencí ze dne 20.3.06 v tahu

12.12.2005 Zpět								
rychl. °	f _{r1}	f _{r2}	f _{z1}	f _{z2}	f _{z3}	f _{z4}	f _{z5}	f _{zSt}
I	50,17	14,52	551,83	1053,50	1505,00	1906,33	2307,67	246,87
II	50,12	23,92	551,28	1052,45	1503,50	1904,43	2305,37	406,63
III	49,97	34,86	549,63	1049,30	1499,00	1898,73	2298,47	592,63
IV	50,07	46,40	550,73	1051,40	1502,00	1902,53	2303,07	788,86
V	49,92	56,00	549,08	1048,25	1497,50	1896,83	2296,17	952,07

Tab. č.7 Vypočtené hodnoty rotorových a zubových frekvencí ze dne 12.12.05 na zpět

20.3.2006 Zpět								
rychl. °	f _{r1}	f _{r2}	f _{z1}	f _{z2}	f _{z3}	f _{z4}	f _{z5}	f _{zSt}
I	50,08	14,50	550,92	1051,75	1502,50	1903,17	2303,83	246,46
II	49,90	23,82	548,90	1047,90	1497,00	1896,20	2295,40	404,87
III	50,13	34,98	551,47	1052,80	1504,00	1905,07	2306,13	594,60
IV	49,90	46,25	548,90	1047,90	1497,00	1896,20	2295,40	786,23
V	50,00	56,10	550,00	1050,00	1500,00	1900,00	2300,00	953,66

Tab. č.8 Vypočtené hodnoty rotorových a zubových frekvencí ze dne 20.3.06 na zpět

6.4. Výpočet budících frekvencí ložisek převodovky

Z rozměrů ložisek, uvedených v tabulce č. 7, jsem podle vztahů (2.5) až (2.8) vypočítal budící frekvence ložisek převodovky, potřebné k identifikaci naměřených spekter. Frekvence se počítají z rotorové frekvence příslušného hřídele. Rotorové frekvence jsou spočítány v kapitole 6.3.

Ložisko	A+C	B	D
Typ	Kuličkové	Jehlové	Jehlové
Značení (Výrobce)	SKF BB1-3155	INA/F 23 23 49	Torrington AJ - 600 - 877
Počet val. těles Z	8	19	16
Průměr v. těl. d_o [mm]	11,1	4	6
Střední průměr D_s [mm]	42	35,55	40,8
Stykový úhel α [°]	11,616	0	0

Tab. č.9 Označení a rozměry ložisek převodovky

6.4.1. Výpočet frekvencí ložiska Torrington AJ- 600- 877

Jako příklad uvádím výpočet ložiska, označeného na kinematickém schématu převodovky jako D. Výpočet zbylých ložisek je obdobný, ale pro účely identifikace námi naměřených spekter stačí vypočítat frekvence ložisek C a D. Za rotorovou frekvenci jsem u ložisek A a B dosadil f_{r1} , u ložisek C a D f_{r2} . Rotorové frekvence jsem dosadil do uvedených vzorců dle zařazeného převodového stupně. V tomto případě počítám s hodnotami pro třetí rychlostní stupeň v tahu ze dne 12.12.2005

Frekvence vnitřního kroužku

$$f_{iD} = \frac{1}{2} \cdot Z \cdot f_{r2(III)} \cdot \left(1 + \frac{d_o}{D_s} \cdot \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \cdot 16 \cdot 34,88 \cdot \left(1 + \frac{6}{40,8} \cdot \cos 0 \right) = 320,1 \text{ Hz}$$

Frekvence vnějšího kroužku

$$f_{oD} = \frac{1}{2} \cdot Z \cdot f_{r2(III)} \cdot \left(1 - \frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \cdot 16 \cdot 34,88 \cdot \left(1 - \frac{6}{40,8} \cdot \cos 0 \right) = 238 \text{ Hz}$$

Frekvence valivých těles

$$f_{vD} = f_{r2(III)} \cdot \frac{D_s}{d_o} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right)^2 \right) = 34,88 \cdot \frac{40,8}{6} \cdot \left(1 - \left(\frac{6}{40,8} \cdot \cos 0 \right)^2 \right) = 232,1 \text{ Hz}$$

Frekvence klece ložiska

$$f_{kD} = \frac{1}{2} \cdot f_{r2(III)} \cdot \left(1 - \frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \cdot 34,88 \cdot \left(1 - \frac{6}{40,8} \cdot \cos 0 \right) = 14,9 \text{ Hz}$$

6.4.2. Hodnoty frekvencí ložisek z měření dne 12.12.2005 pro III. rychlost

Frekvence vnitřních kroužků	[Hz]	175,64
Frekvence klece	[Hz]	12,93
Frekvence vnějších kroužků	[Hz]	103,40
Frekvence valivých těles	[Hz]	123,13

Tab. č.10 Vypočtené budící frekvence ložiska C

Frekvence vnitřních kroužků	[Hz]	320,08
Frekvence klece	[Hz]	14,88
Frekvence vnějších kroužků	[Hz]	238,00
Frekvence valivých těles	[Hz]	232,05

Tab. č.11 Vypočtené budící frekvence ložiska D

6.4.3. Hodnoty frekvencí ložisek z měření dne 20.3.2006 pro III. rychlost

Frekvence vnitřních kroužků	[Hz]	176,14
Frekvence klece	[Hz]	12,96
Frekvence vnějších kroužků	[Hz]	103,70
Frekvence valivých těles	[Hz]	123,49

Tab. č.12 Vypočtené budící frekvence ložiska C

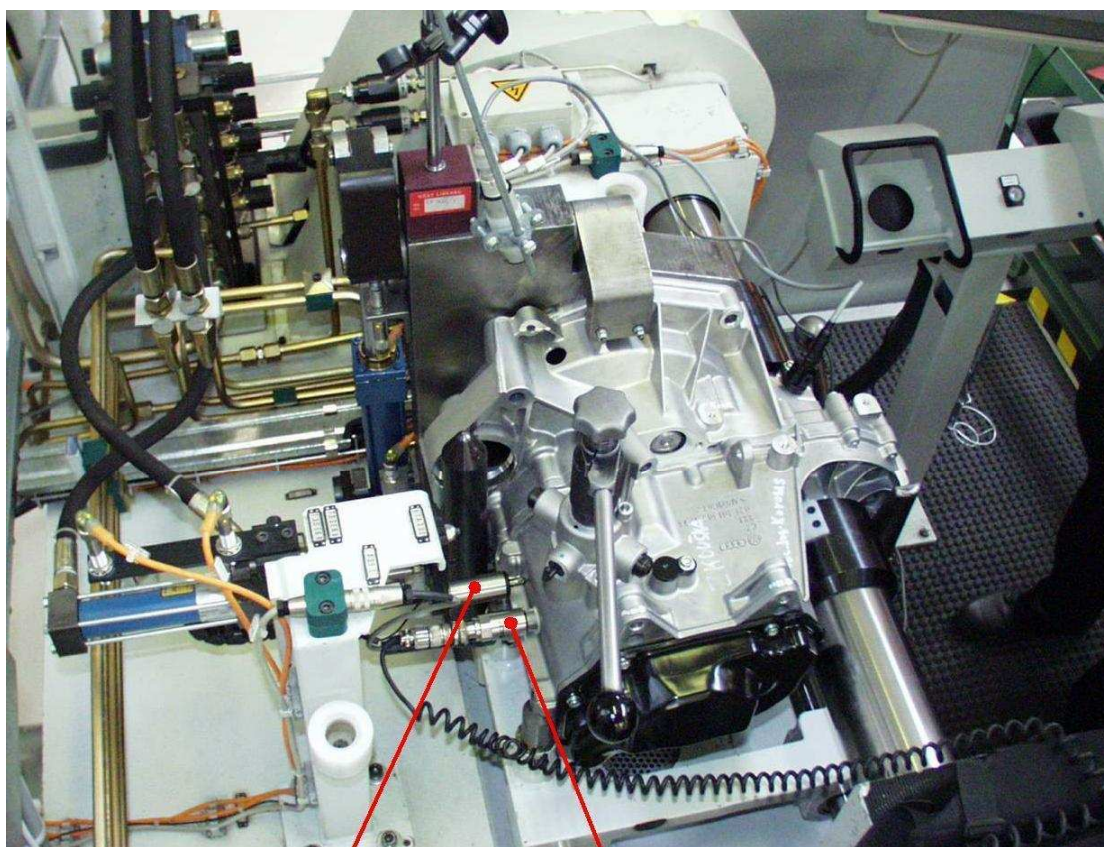
Frekvence vnitřních kroužků	[Hz]	320,99
Frekvence klece	[Hz]	14,92
Frekvence vnějších kroužků	[Hz]	238,69
Frekvence valivých těles	[Hz]	232,72

Tab. č.13 Vypočtené budící frekvence ložiska D

7. Návrh metody měření

Pro měření vibračních spekter převodovky MQ 200 - GRY jsme použili jednokanálový analyzátor SKF MICROLOG, snímač zrychlení s dotykovým hrotem, referenční snímač vstupních otáček a program PRISM4 pro analýzu a archivaci naměřených hodnot.

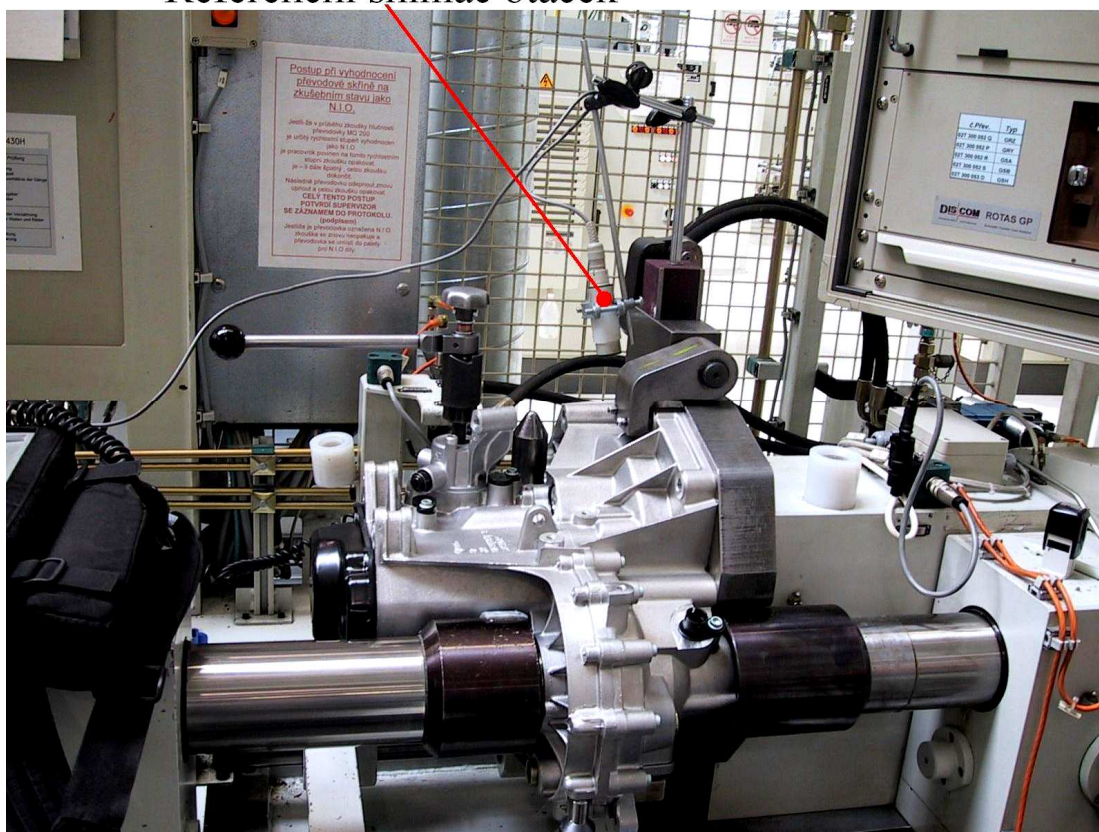
7.1. Umístění snímačů



Obr. č.22 Označení umístění snímačů zrychlení vibrací

Abychom mohli porovnat hodnoty, naměřené snímačem zrychlení analyzátoru SKF MICROLOG, s hodnotami získanými ze zkušební stanice, umístili jsme snímač vibrací co nejblíže snímači vibrací zkušební stanice. Snímač jsme našroubovali na držák, který byl nalepen na skříní převodovky. Držák byl přilepen proti soukolí prvního rychlostního stupně.

Referenční snímač otáček



Obr. č.23 Umístění referenčního snímače otáček

Snímač otáček byl umístěn na stojánku, který byl na upínací desce zkušební stanice převodovek. Aby snímač mohl snímat otáčky, musel se do skříně převodovky vyvrtat otvor. Snímač byl nasměrován na unašeč, na kterém byla referenční značka.

7.2. Průběh měření

Proběhla celkem 2 měření (12.12.05 a 20.3.06). Dne 12.12.05 byla měřena převodovka s pastorkem označeným jako N.I.O. (tedy vadným) a 20.3.05 byla převodovka osazena dobrým pastorkem. Měřily se pouze rychlostní stupně vpřed, zpětný chod má přímé ozubení a to je hlučné již z principu.

Pro měření vibrací analyzátozem jsme se snažili nastavit pro všechna měření stejné otáčky (3000 min^{-1}), bohužel to však zkušební stanice neumožňovala a proto jsme je nastavili alespoň přibližně. Otáčky byly pro každé jedno měření konstantní a jejich přesnou hodnotu zobrazoval referenční snímač otáček. Z těchto hodnot jsem pak vycházel při výpočtech.

Při měření byly použity dvě metody, analýza frekvenčních spekter FFT a řádová analýza. Při každé z těchto analýz byla převodovka zatěžována na TAH (akcelerace) a ZPĚT (brzdění motorem). Výsledkem první metody (FFT) je graf zrychlení vibrací v závislosti na frekvenci, metodou řádové analýzy jsme získali závislost zrychlení vibrací na řádech a konečně výsledkem zkušební stanice je graf hladiny akustického tlaku v závislosti na řádech. Abychom tato měření mohli porovnat, je nutné spočítat ze zrychlení vibrací hladinu akustického tlaku dle vzorce (2.9)

7.2.1 Řádová analýza

Signály ze strojních součástí s cyklickým rytmem činnosti (jako jsou např. převodovky) obsahují složky, jejichž frekvence jsou přesnými násobky např. otáček pohonu těchto strojů. Jestliže je při analýze soustředěna pozornost na složku se základní frekvencí stroje a dále její harmonické, je vhodné, aby délka záznamu byla celočíselným násobkem doby otáček stroje. V tomto případě bude frekvence základní složky a frekvence harmonických složek měřeného signálu souhlasit přesně s frekvencemi složek spektra, které vyhodnotí analyzátor. Ve spektru zůstanou jen izolované složky, jejichž postranní pásma nejsou ovlivněny efektem fázové modulace od kolísání otáček, která je právě řádovou analýzou vyloučena. Řádová analýza je tedy vhodná pro měření na strojích, kde kolísají otáčky a také pro hodnocení kvality ozubených kol.

Frekvenční osa ve spektrech nemá u řádové analýzy stupnici v Hz, ale v řádech, anglicky orders (zkratka ord). Základní frekvenci, např. otáček stroje, tedy odpovídá 1 ord.

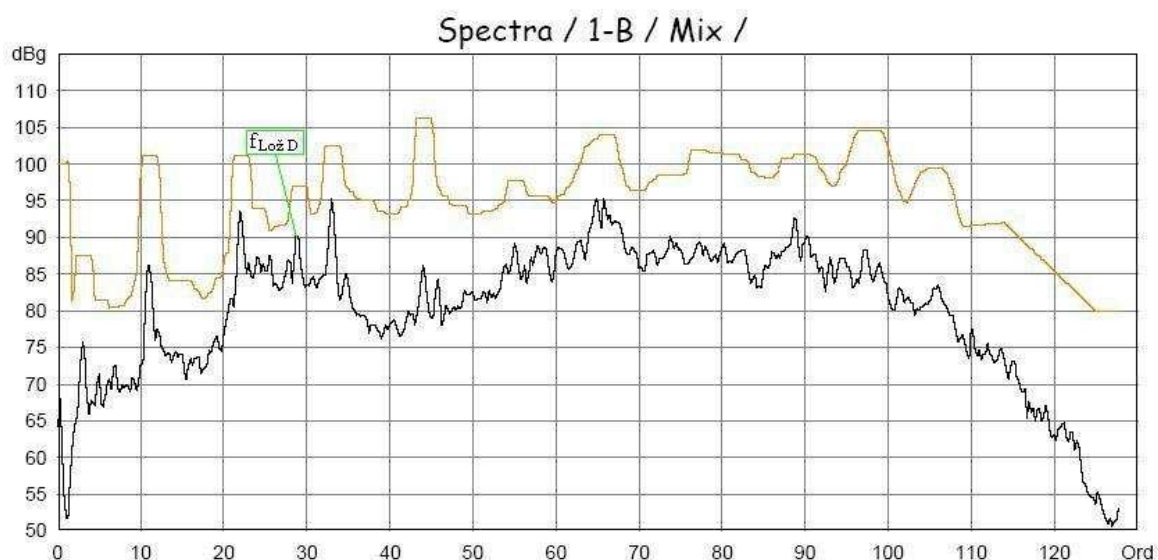
Rozsah řádu při měření byl s ohledem na analyzátor od 0 do 100 řádu. Analyzátor při měření byl synchronní se vstupními otáčkami. Princip je podobný jako u zkušební stanice.

8. Analýza provedených měření

8.1. Měření na zkušební stanici - MIX

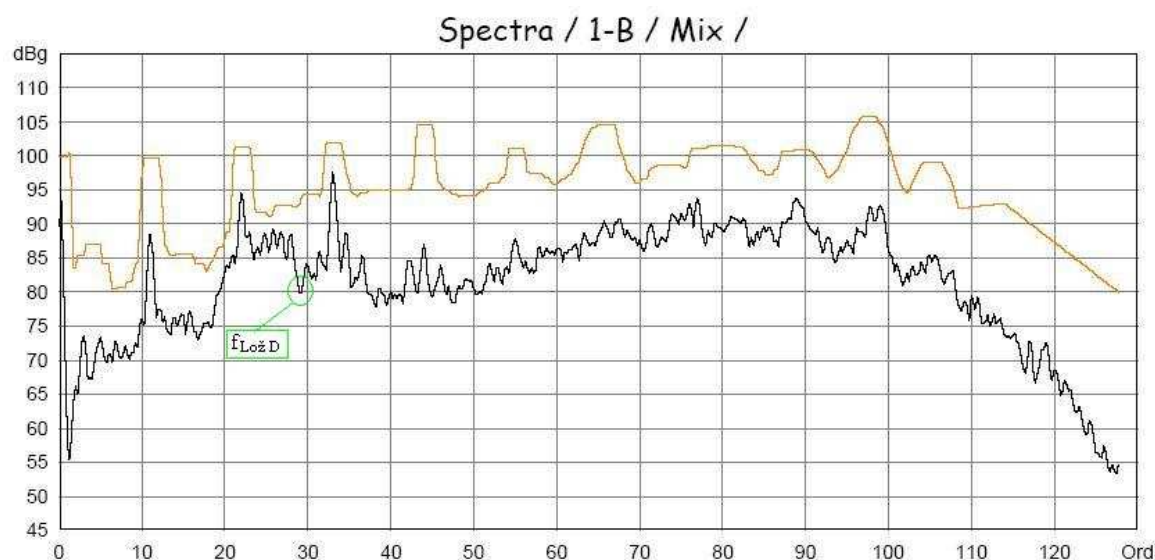
8.1.1. Měření první rychlosti MIX

8.1.1.1 Měření převodovky s vadným pastorkem ze dne 12.12. 05



Obr. č. 24 Spektrum první rychlosti, MIX, ZPĚT, 12.12.2005

8.1.1.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05

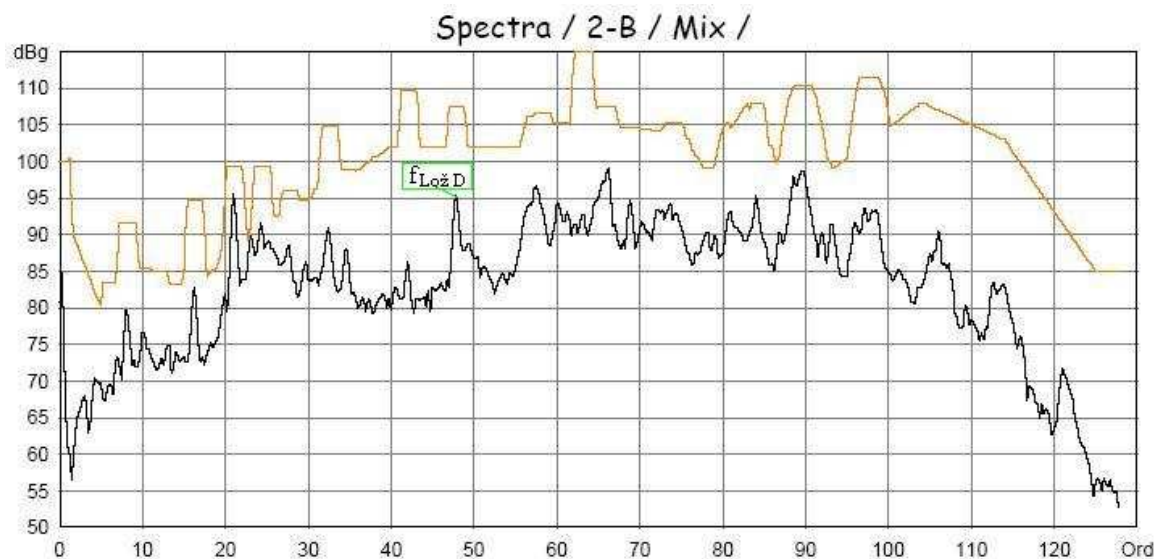


Obr. č. 25 Spektrum první rychlosti, MIX, ZPĚT, 20.3.2006

Ložisko (označené na kinematickém schématu jako D), které je nasazeno na průměru pastorku 32h5 (obráběn bruskou SAIMP), je ve spektrech první rychlosti reprezentováno řádem 29,09 (udáno v podkladech firmy ŠKODA). Výměnou vadného pastorku za dobrý se sníží hlučnost v tomto řádu o 10 dB, tedy o 12,5%.

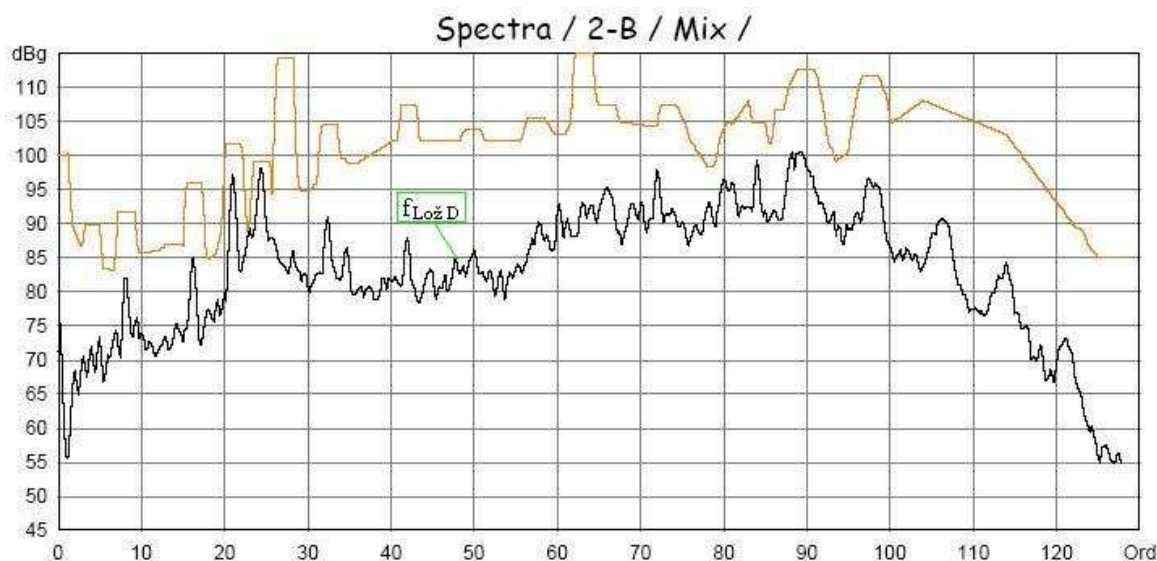
8.1.2. Měření druhé rychlosti MIX

8.1.2.1 Měření převodovky s vadným pastorkem ze dne 12.12. 05



Obr. č. 26 Spektrum druhé rychlosti, MIX, ZPĚT, 12.12.2005

8.1.2.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05

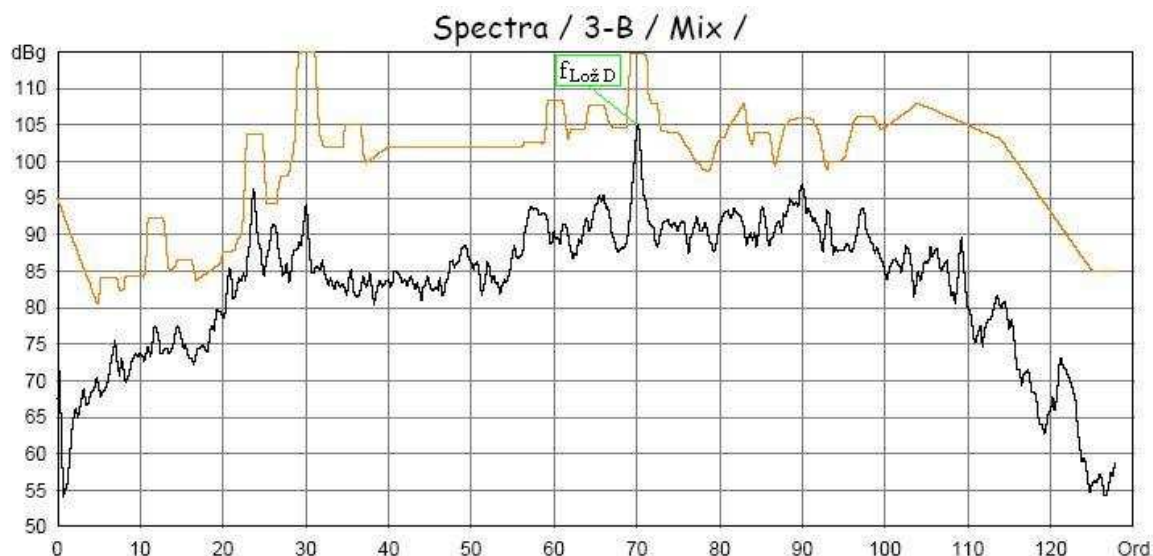


Obr. č. 27 Spektrum druhé rychlosti, MIX, ZPĚT, 20.3.2006

Protože se jedná o ložisko, nasazené na výstupním hřídeli (SK2), v kanálu MIX se jeho frekvenční poloha mění v závislosti na zařazeném převodovém stupni. Pro druhý rychlostní stupeň odpovídá ložisku D řád 49,97. V tomto řádu se zmenší hluchnost z původních 95,5 dB (vadný pastorek) na 85 dB u dobrého pastorku, což odpovídá zlepšení o 12,4%.

8.1.3. Měření třetí rychlosti MIX

8.1.3.1 Měření převodovky s vadným pastorkem ze dne 12.12. 05



Obr. č. 28 Spektrum třetí rychlosti, MIX, ZPĚT, 12.12.2005

8.1.3.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05

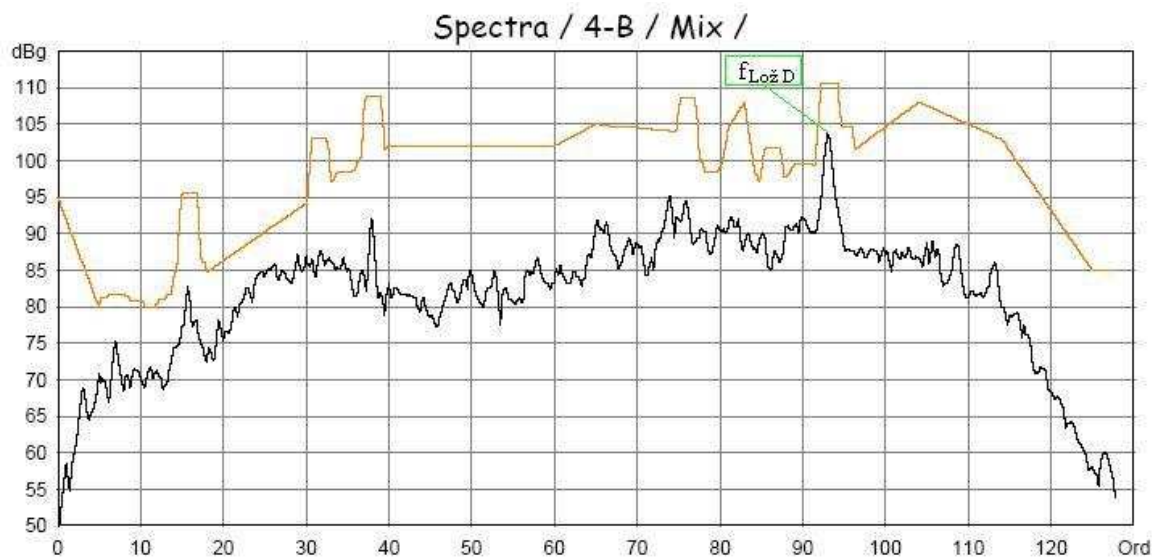


Obr. č. 29 Spektrum třetí rychlosti, MIX, ZPĚT, 20.3.2006

Ve spektru třetí rychlosti se hlučnost od ložiska D objevuje prostřednictvím řádu 70,12 a představuje tedy v případě vadného pastorku dominantní složku hluku, vyzařovaného převodovkou (105 dB). Výměnou pastorku se hlučnost v tomto řádu sníží o 14 dB, což je 15,4%ní zlepšení.

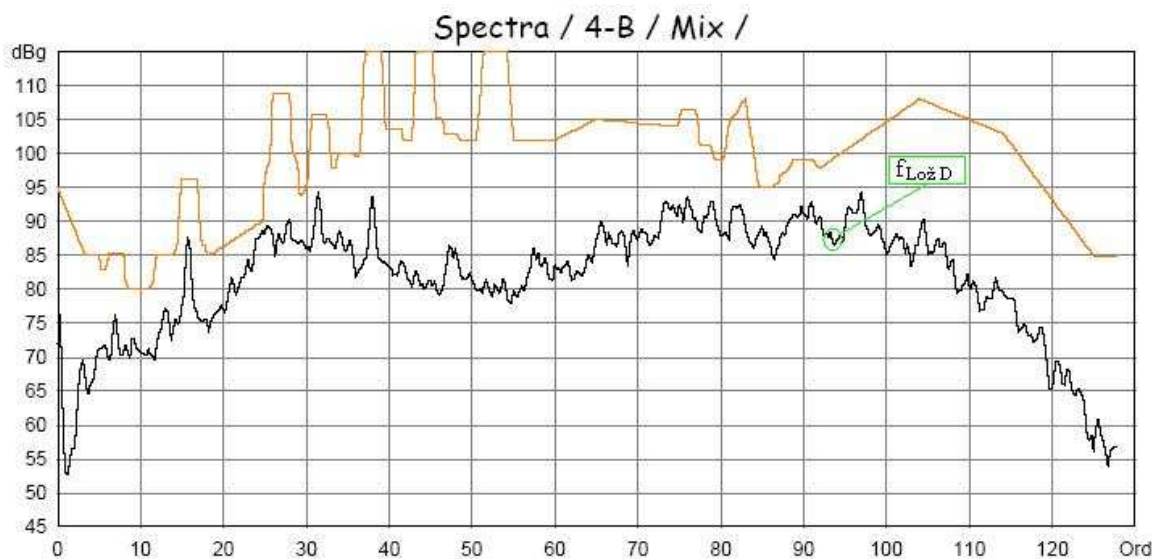
8.1.4. Měření čtvrté rychlosti MIX

8.1.4.1 Měření převodovky s vadným pastorkem ze dne 12.12. 05



Obr. č. 30 Spektrum čtvrté rychlosti, MIX, ZPĚT, 12.12.2005

8.1.4.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05

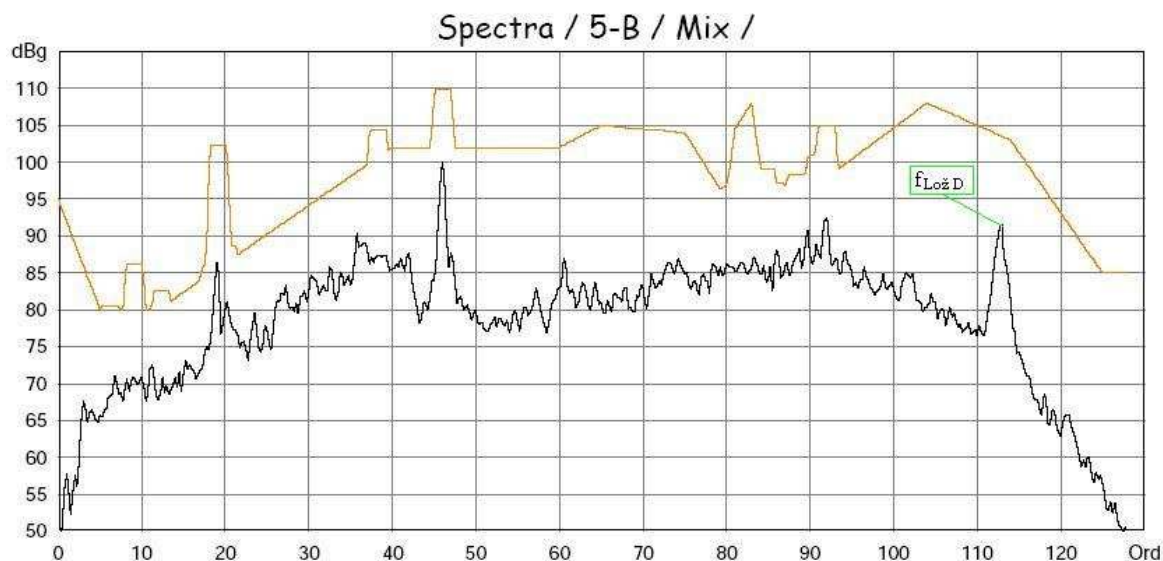


Obr. č. 31 Spektrum čtvrté rychlosti, MIX, ZPĚT, 20.3.2006

Stejně jako u třetího rychlostního stupně, i zde odpovídá nejvyšší složka hlučnosti u vadného pastorku ložisku D (pro čtvrtý převodový stupeň řád 93,15). Po výměně klesne hlučnost v tomto řádu o 18 dB, tedy o necelých 21%.

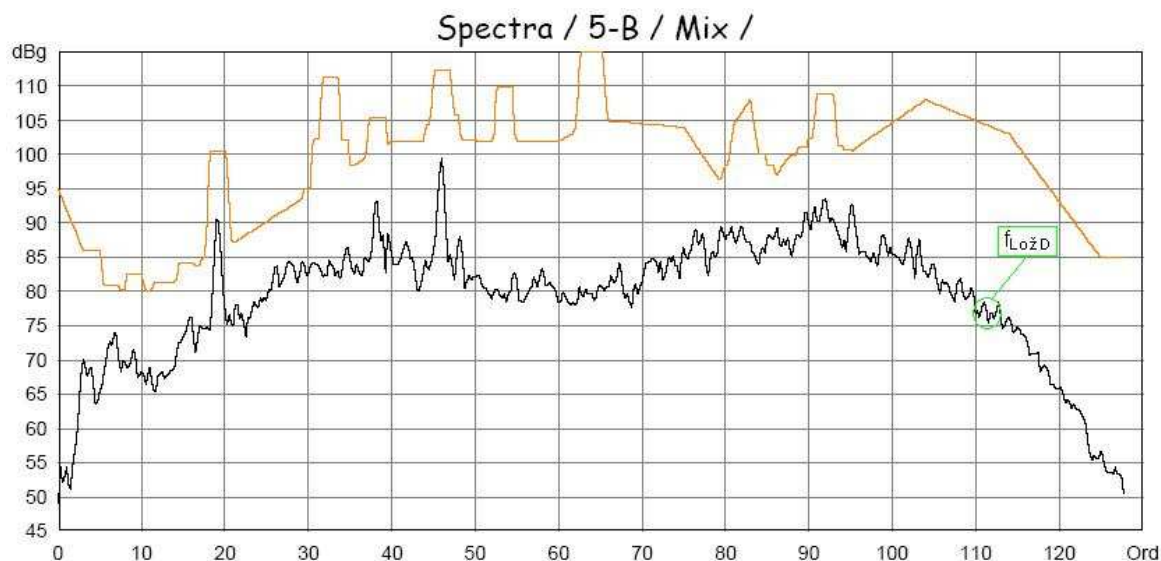
8.1.5. Měření páté rychlosti MIX

8.1.5.1 Měření převodovky s vadným pastorkem ze dne 12.12. 05



Obr. č. 32 Spektrum páté rychlosti, MIX, ZPĚT, 12.12.2005

8.1.5.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05



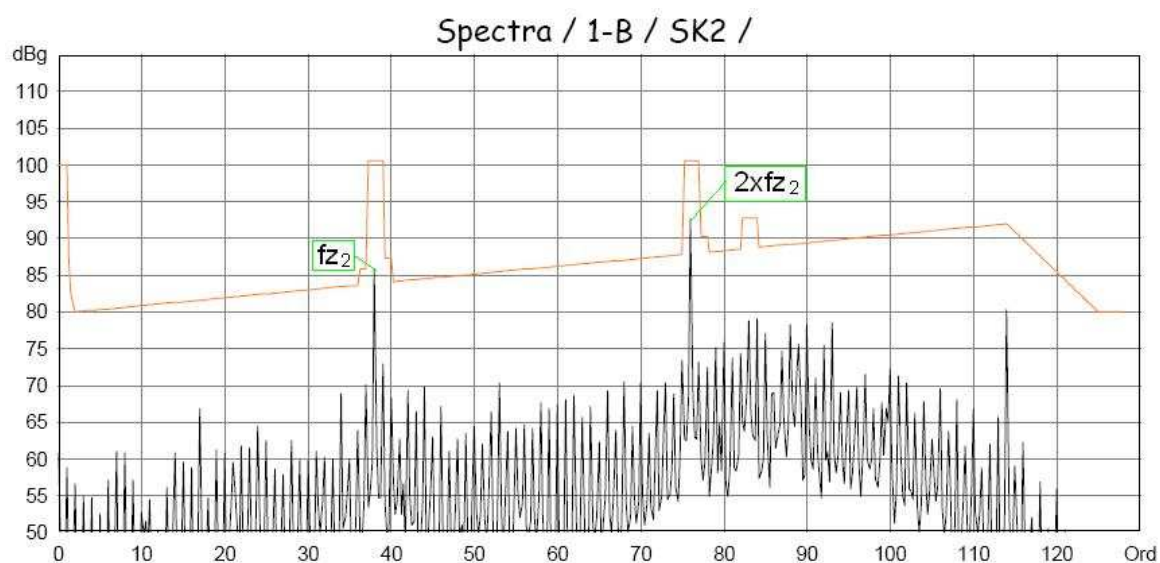
Obr. č. 33 Spektrum páté rychlosti, MIX, ZPĚT, 20.3.2006

Při zařazené páté rychlosti je ložisko D reprezentováno řádem 112,78. Při měření vadného pastorku byla naměřena hlučnost v tomto řádu 91,5 dB, u dobrého pastorku jen 77 dB. Hlučnost se tedy zmenší o 14,5 dB, což představuje zlepšení o 18,3%.

8.2. Měření na zkušební stanici – hřídel SK2

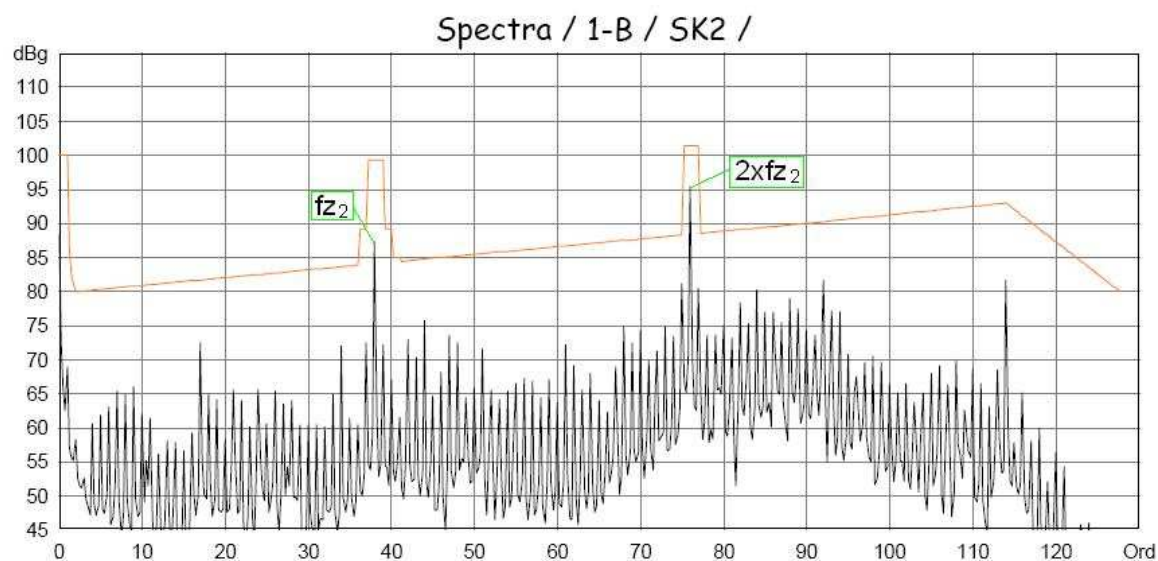
8.2.1. Měření první rychlosti na hřídeli SK2

8.2.1.1. Měření převodovky s vadným pastorkem ze dne 12.12. 05



Obr. č. 34 Spektrum první rychlosti, SK2, ZPĚT, 12.12.2005

8.2.1.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05

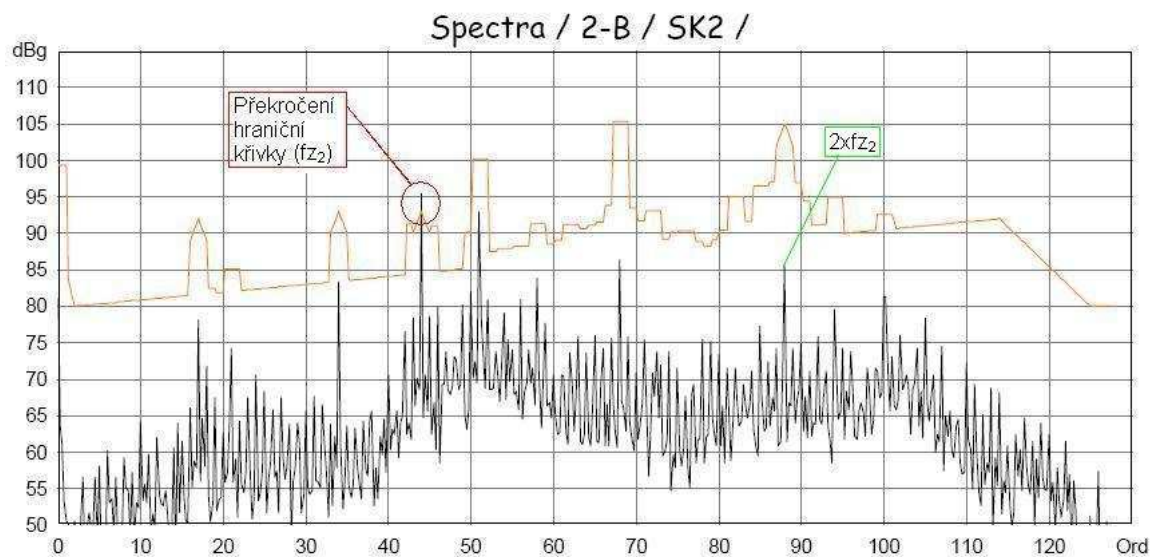


Obr. č. 35 Spektrum první rychlosti, SK2, ZPĚT, 20.3.2006

Z naměřených spekter je zřejmé, že hlavním zdrojem hluku při zařazení 1. rychlosti je zubová frekvence soukolí prvního převodu a její harmonická složka (38. a 76. řád) a zubová frekvence stálého převodu a její harmonická složka (17. a 34. řád). Frekvence ložiska D odpovídá u hřídele SK2 při všech rychlostech 100,5. řádu.

8.2.2. Měření druhé rychlosti na hřídeli SK2

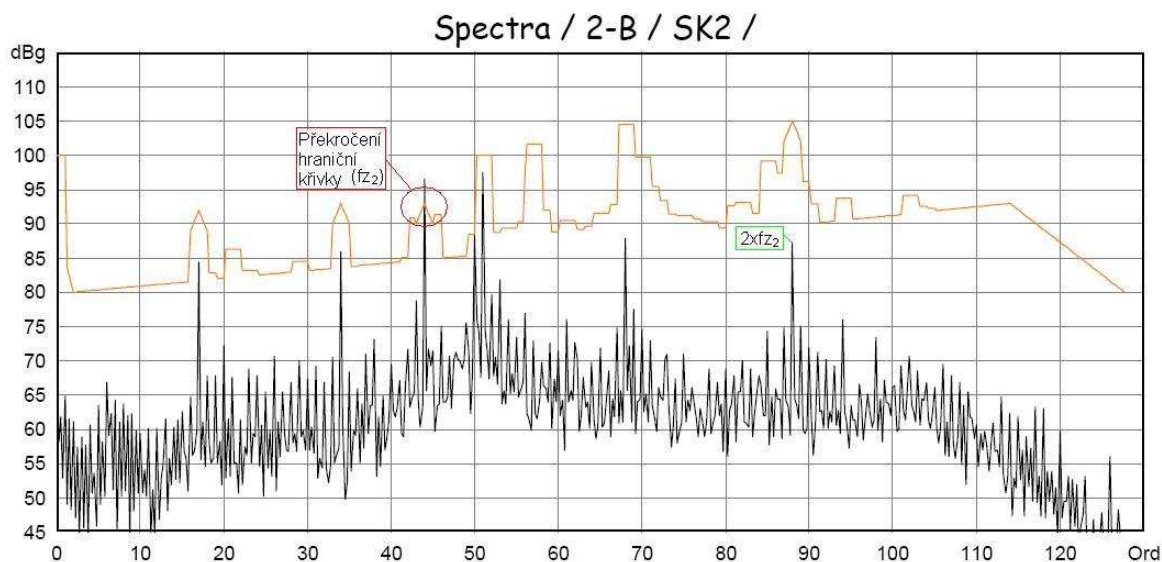
8.2.2.1. Měření převodovky s vadným pastorkem, provedené dne 12.12.05



Obr. č. 36 Spektrum druhé rychlosti, SK2, ZPĚT, 12.12.2005

Stanice nahlásila chybové hlášení: zvuk ve 2. chodu zpět; 44. řád; 95,4 dB; hranice je 93 dB. 44. řád odpovídá 2. rychlostnímu stupni na výstupním hřídeli.

8.2.2.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3. 06



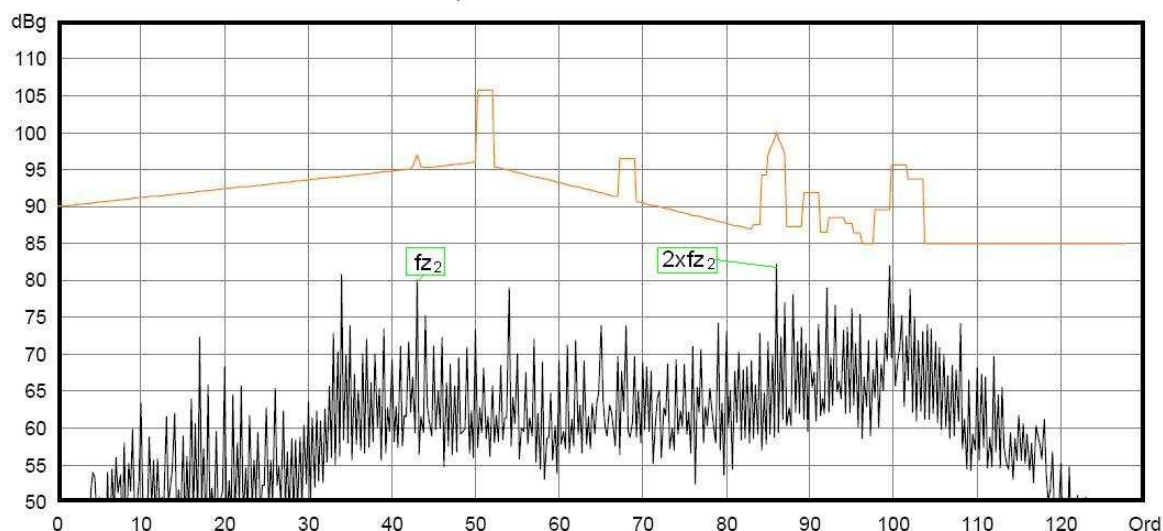
Obr. č. 37 Spektrum druhé rychlosti, SK2, ZPĚT, 20.3.2005

Při měření s dobrým pastorkem došlo k nepatrnému zvýšení hlučnosti na 44. řádu a stanice vyhodnotila převodovku opět jako vadnou. Zvýšila se i hlučnost na 17. řádu, který odpovídá frekvenci stálého převodu. Patrné je však i podstatné snížení hlučnosti na 100,5. řádu, který odpovídá řádu ložiska D, o celých 16 dB.

8.2.3. Měření třetí rychlosti na hřídeli SK2

8.2.3.1. Měření převodovky s vadným pastorkem, provedené dne 12.12.05

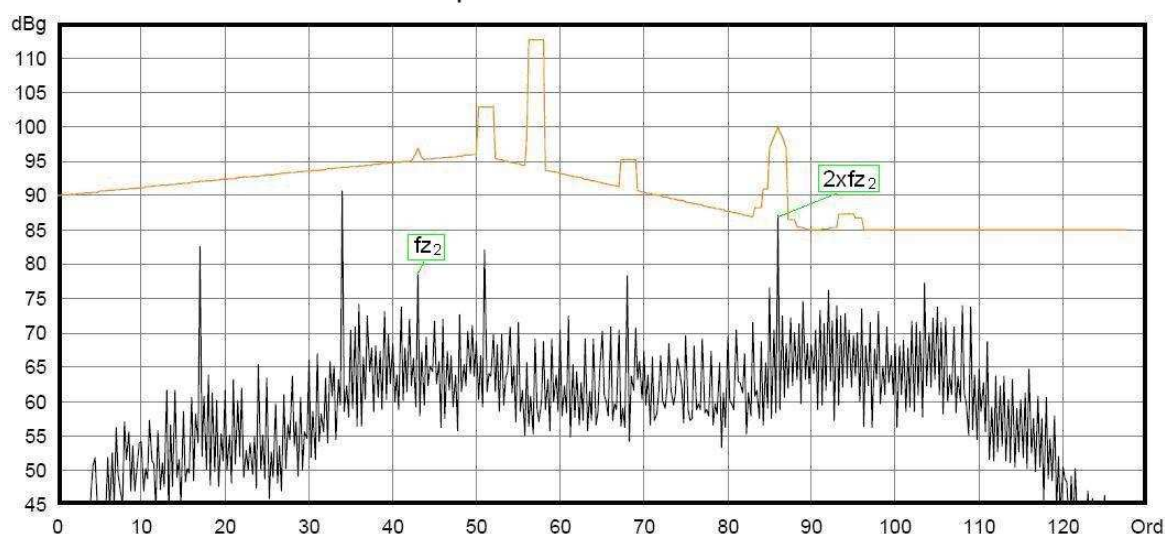
Spectra / 3-S / SK2 /



Obr. č. 38 Spektrum třetí rychlosti, SK2, TAH, 12.12.2006

8.2.3.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05

Spectra / 3-S / SK2 /

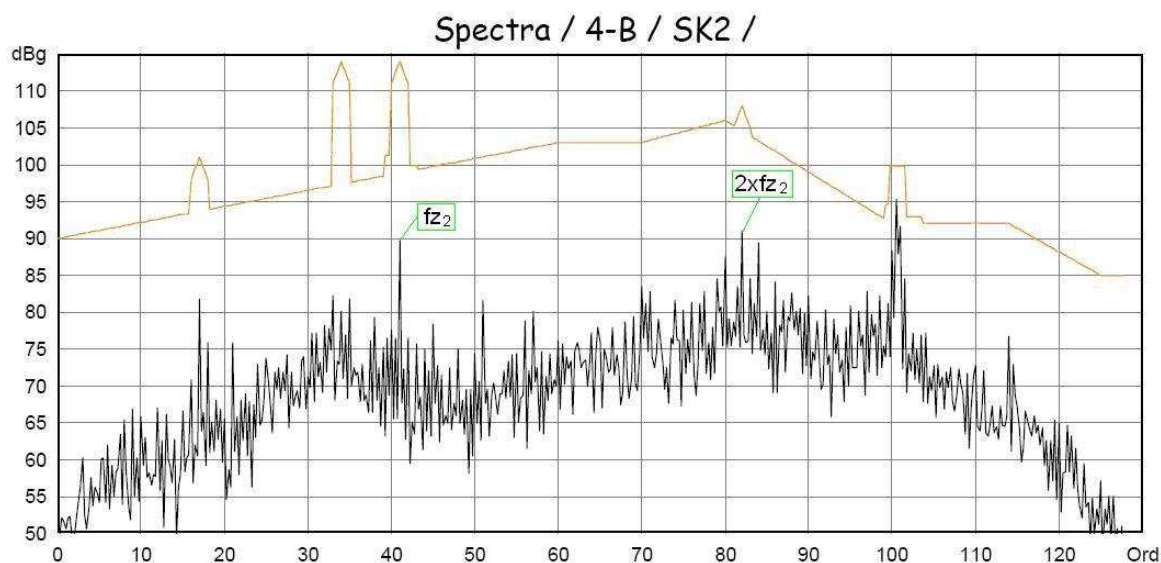


Obr. č. 39 Spektrum třetí rychlosti, SK2, TAH, 20.3.2006

Na 43. řádu spektra (zubová frekvence soukolí 3. rychlosti) došlo výměnou pastorku ke snížení hlučnosti z 80 dB na 78 dB. Podstatně se však zvýšila hlučnost stálého převodu, který je charakterizován 17. řádem a harmonickou složkou na 34. řádu, a to o 9 dB a naopak snížil hluk od ložiska, nasazeného na průměru pastorku, obráběného bruskou SAIMP (100,5. řád spektra) o 13 dB.

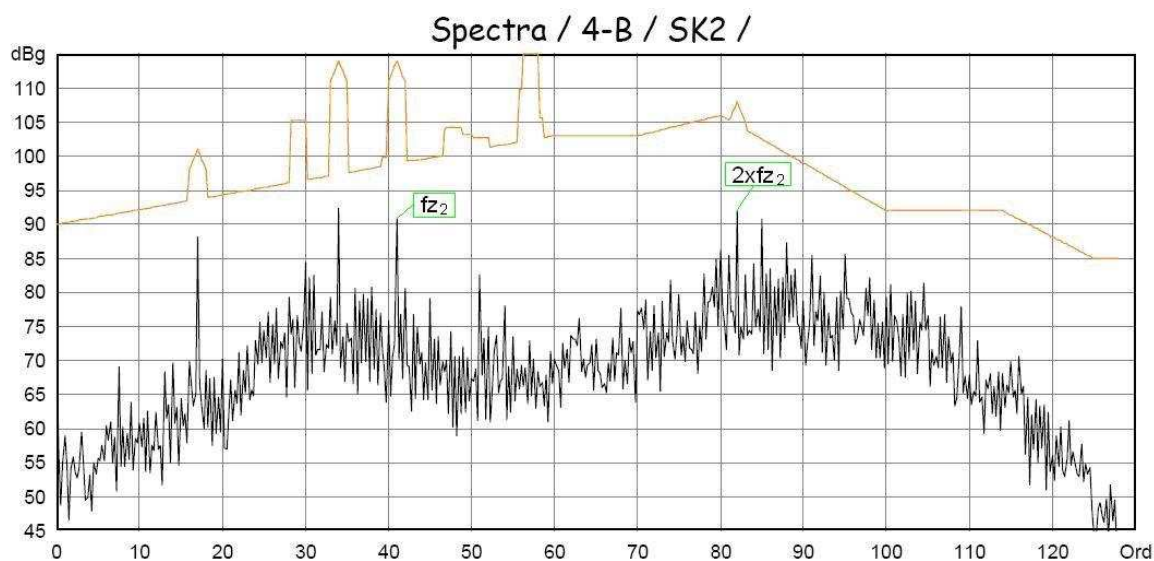
8.2.4. Měření čtvrté rychlosti na hřídeli SK2

8.2.4.1. Měření převodovky s vadným pastorkem, provedené dne 12.12.05



Obr. č. 40 Spektrum čtvrté rychlosti, SK2, ZPĚT, 12.12.2006

8.2.4.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05



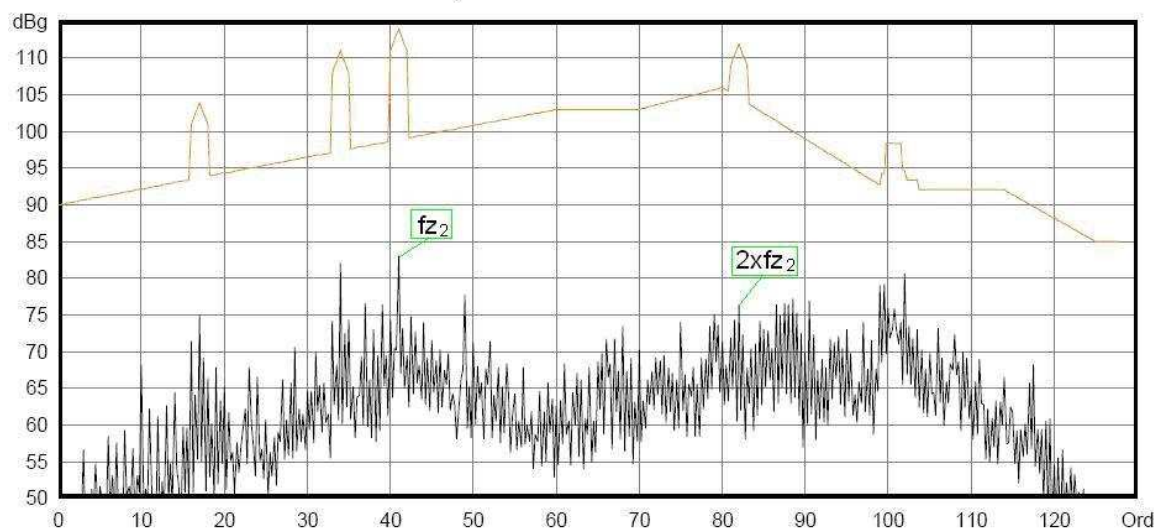
Obr. č. 41 Spektrum čtvrté rychlosti, SK2, ZPĚT, 20.3.2006

U identifikovatelných složek, kterými jsou zubová frekvence soukolí čtvrtého stupně (41. řád) a její druhá harmonická složka (82. řád), došlo ke snížení hlučnosti v řádech desetin decibelů. O 5 decibelů se pak zvýšila hlučnost stálého převodu na 17. řádu. Výměna vadného pastorku za dobrý se projeví především na 100,5. řádu (frekvence ložiska D) a to snížením z původních 95 dB (vadný pastorek) na 80 dB u dobrého pastorku, tedy o celých 15 dB.

8.2.5. Měření páte rychlosti na hřídeli SK2

8.2.5.1. Měření převodovky s vadným pastorkem, provedené dne 12.12.05

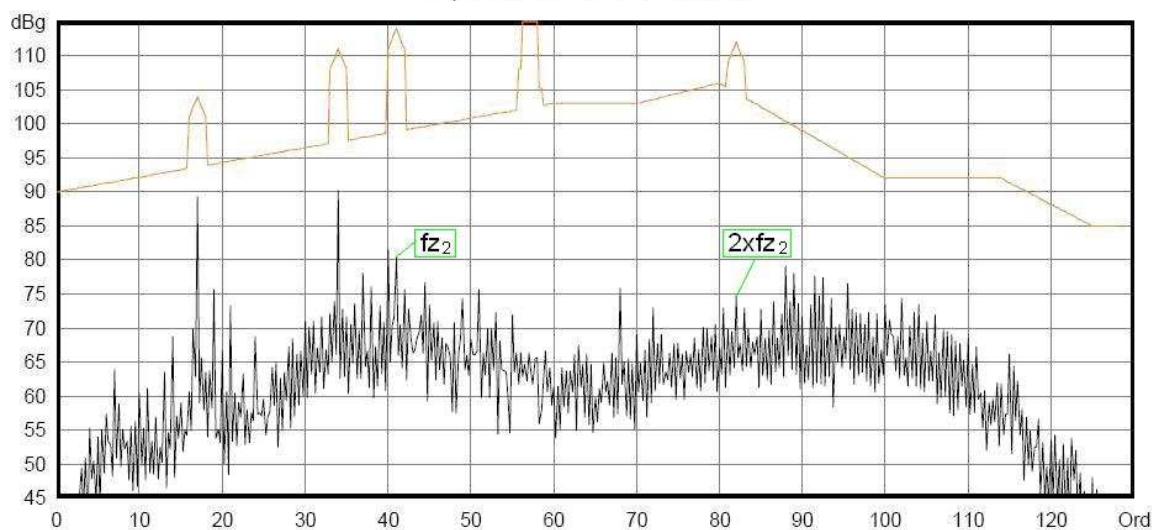
Spectra / 5-S / SK2 /



Obr. č. 42 Spektrum páte rychlosti, SK2, TAH, 12.12.2006

8.2.5.2. Měření převodovky s dobrým pastorkem, provedené dne 20.3.05

Spectra / 5-S / SK2 /



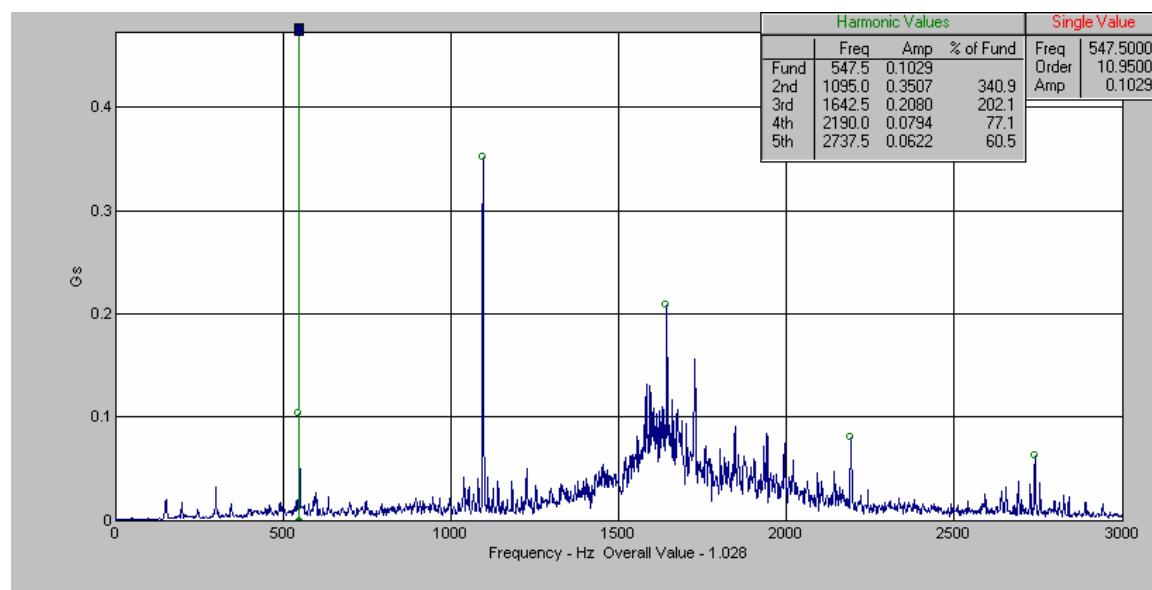
Obr. č. 43 Spektrum páte rychlosti, SK2, TAH, 20.3.2006

Podobně jako v předešlých případech, došlo i zde výměnou pastorku k nepatrnému snížení hlučnosti od převodu (41. a 82. řád) o 2 dB, dále ke zvýšení hlučnosti stálého převodu o 14 dB (17. řád), a o 8 dB u harmonické složky frekvence stálého převodu (34. řád) a také ke snížení hlučnosti od ložiska D o 5 dB (100,5. řád).

8.3. Měření analyzátozem SKF MICROLOG

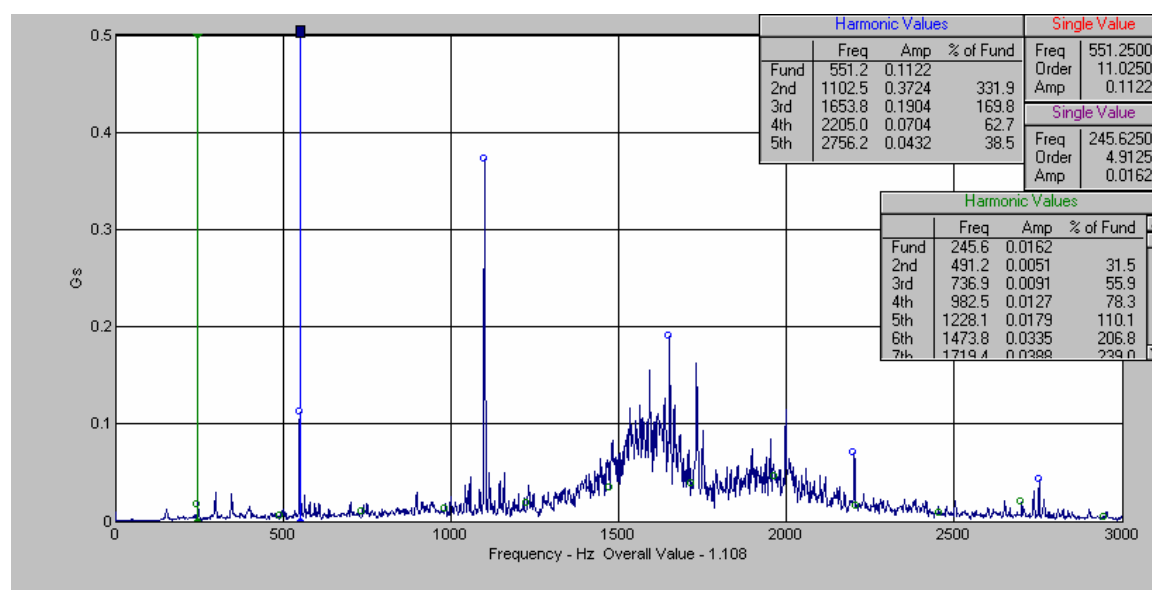
8.3.1. Měření první rychlosti

8.3.1.1. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 12.12.05 (vadný pastorek)



Obr. č. 44 Spektrum první rychlosti, FFT analýza v tahu ze dne 12.12.2005

8.3.1.2. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 20.3.05 (dobrý pastorek)

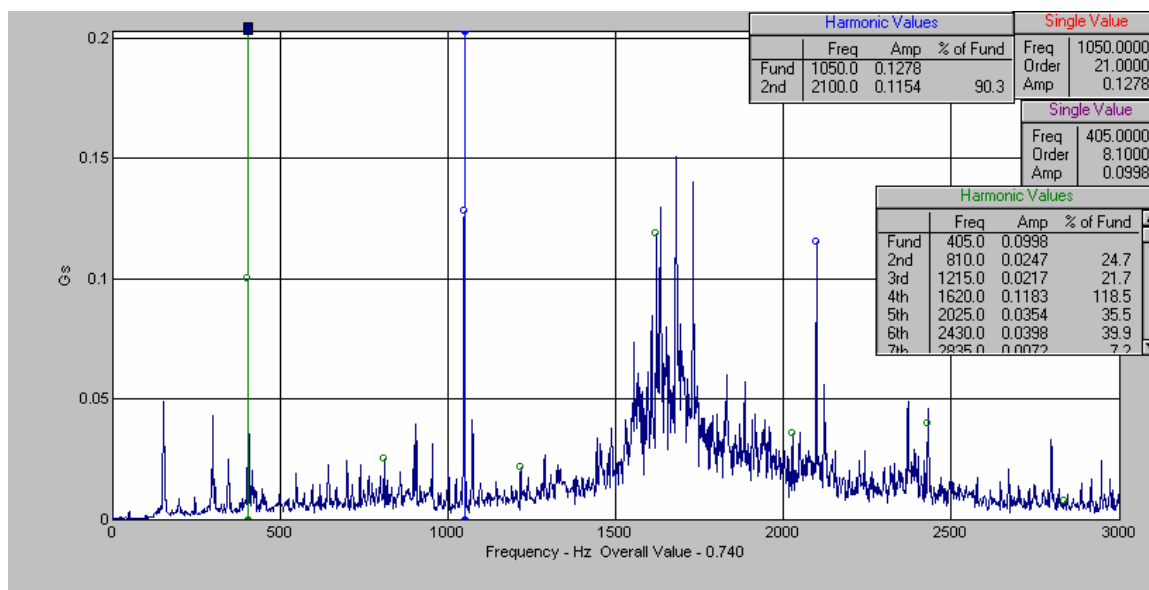


Obr. č. 45 Spektrum první rychlosti, FFT analýza v tahu ze dne 20.3.2006

Výměnou pastorku došlo ke zvětšení amplitud zubové frekvence (o 9%), i její harmonické složky (o 6%). Stejně tak se zvětšily amplitudy frekvence stálého převodu i její harmonické složky (od 2% do 13%). Je zde zřejmý nárůst 2. harmonické složky, proto lze usuzovat na chybnou montáž pastorku.

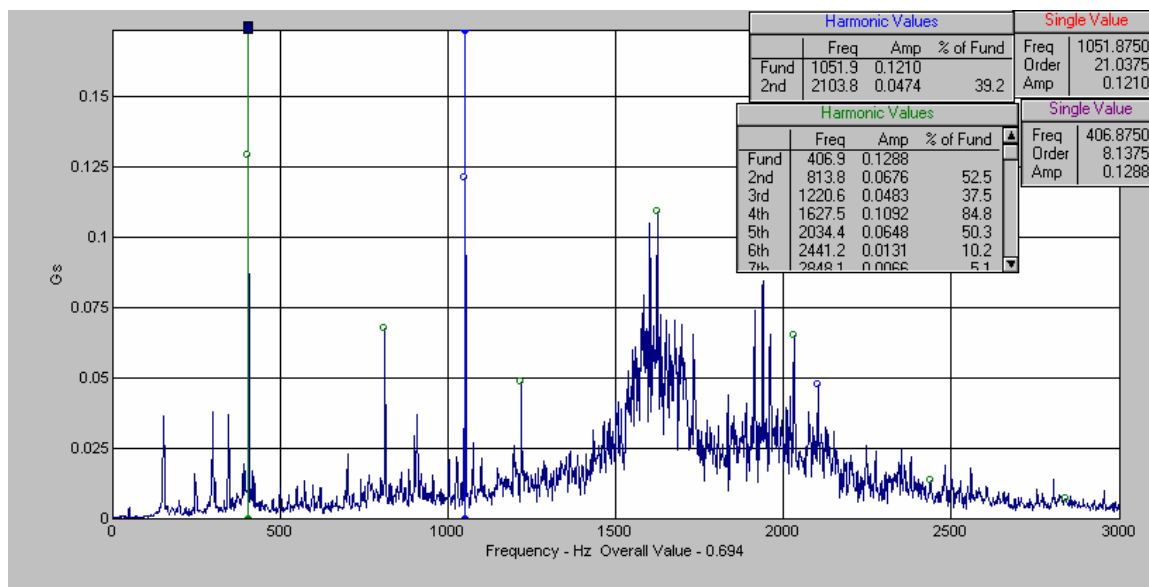
8.3.2. Měření druhé rychlosti

8.3.2.1. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 12.12.05 (vadný pastorek)



Obr. č. 46 Spektrum druhé rychlosti, FFT analýza v tahu ze dne 12.12.2005

8.3.2.2. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 20.3.05 (dobrý pastorek)

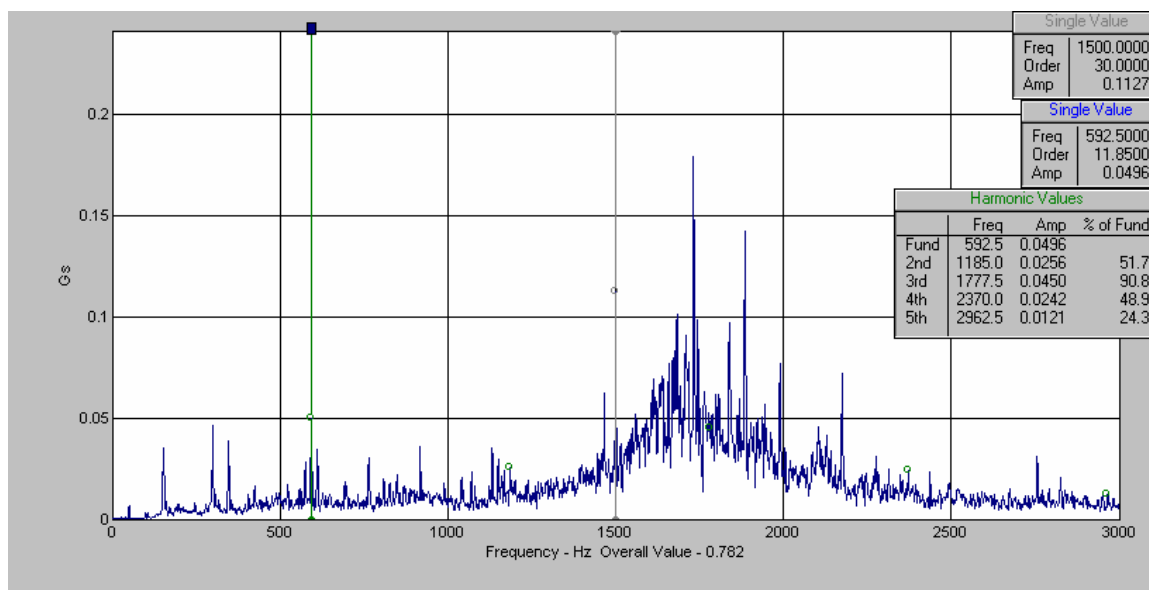


Obr. č. 47 Spektrum druhé rychlosti, FFT analýza v tahu ze dne 20.3.2006

Jak je z hodnot, uvedených v tabulce č. 18 zřejmé, výměnou pastorku došlo u druhého rychlostního stupně k částečnému snížení amplitud zubové frekvence i její harmonické složky. Amplitudy zrychlení vibrací stálého převodu se výměnou vadného pastorku za dobrý opět zvětšily. Důvodem je nedostatečný záběh soukolí stálého převodu po výměně vadného pastorku za dobrý.

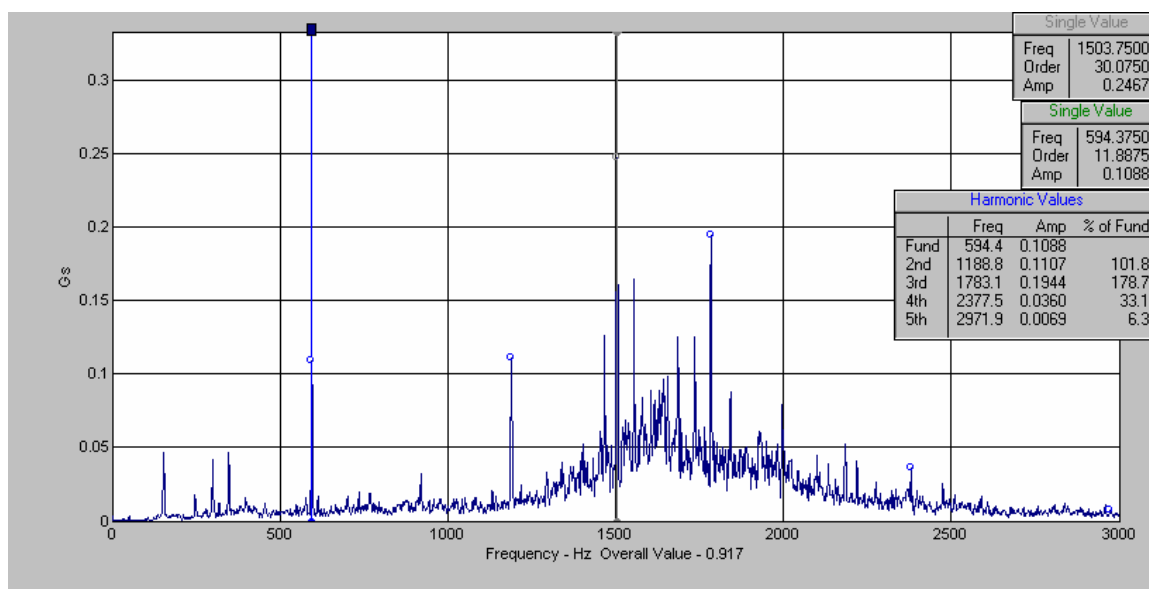
8.3.3. Měření třetí rychlosti

8.3.3.1. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 12.12.05 (vadný pastorek)



Obr. č. 48 Spektrum třetí rychlosti, FFT analýza v tahu ze dne 12.12.2005

8.3.3.2. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 20.3.05 (dobrý pastorek)

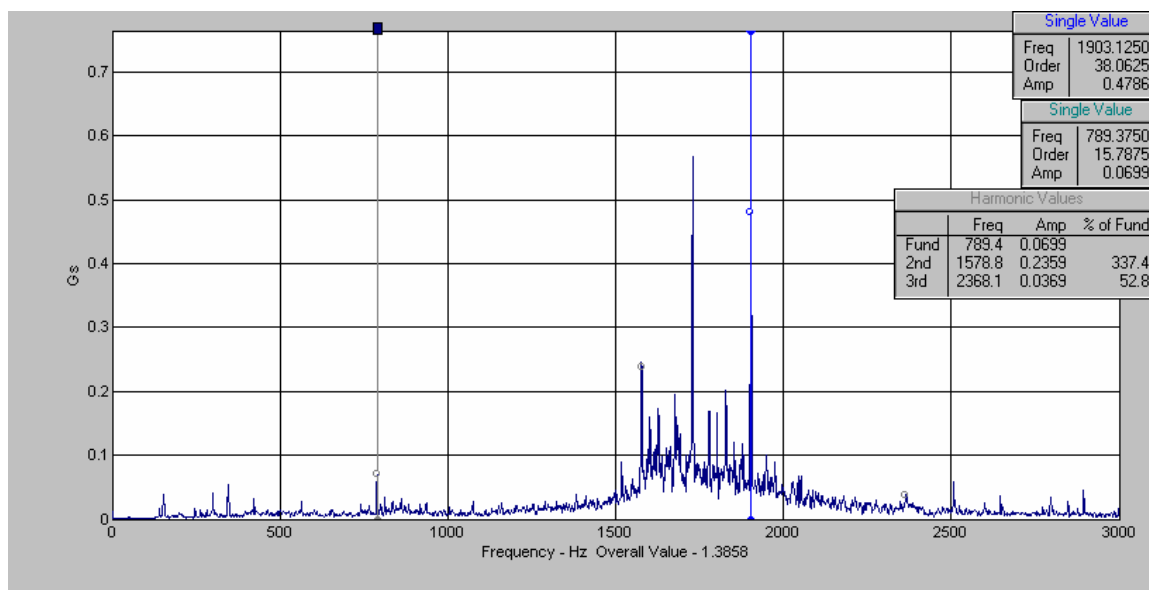


Obr. č. 49 Spektrum třetí rychlosti, FFT analýza v tahu ze dne 20.3.2006

Na hlučnost převodovky při zařazeném 3. rychlostním stupni má značný vliv stálý převod. Jak je ze spekter vidět, výměnou pastorku se zvýší amplitudy všech frekvencí (zubové frekvence převodového soukolí a stálého převodu, i jejich harm. složek). Na vině je opět nedostatečný záběh. Výměnou pastorku se ale sníží amplituda frekvence 1720 Hz. Jedná se o neidentifikovatelnou frekvenci.

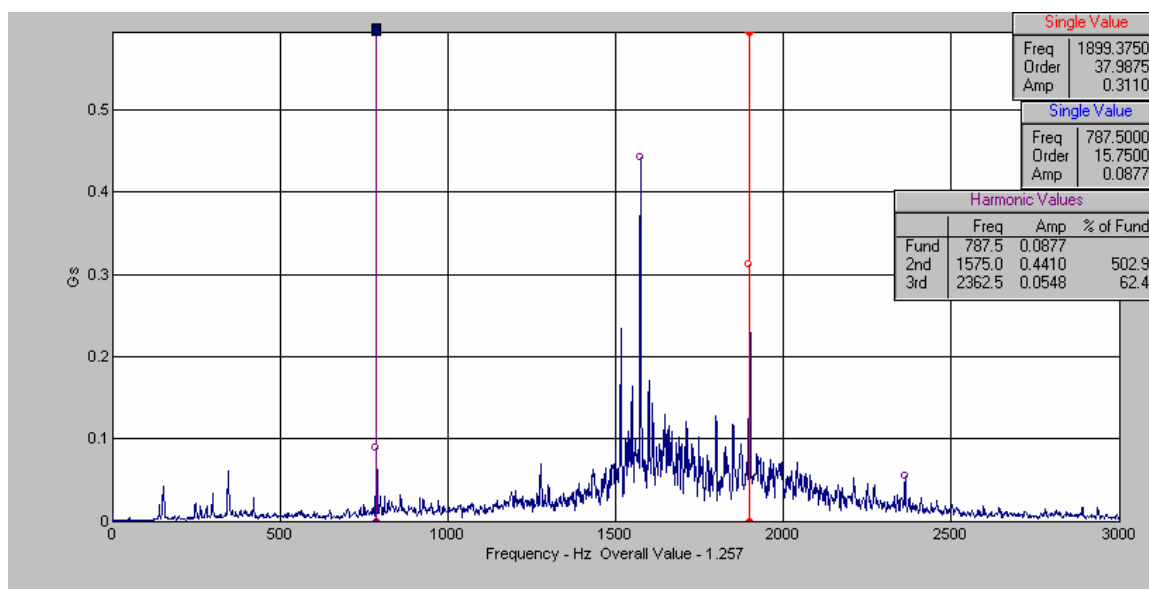
8.3.4. Měření čtvrté rychlosti

8.3.4.1. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 12.12.05 (vadný pastorek)



Obr. č. 50 Spektrum čtvrté rychlosti, FFT analýza v tahu ze dne 12.12.2005

8.3.4.2. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 20.3.05 (dobrý pastorek)

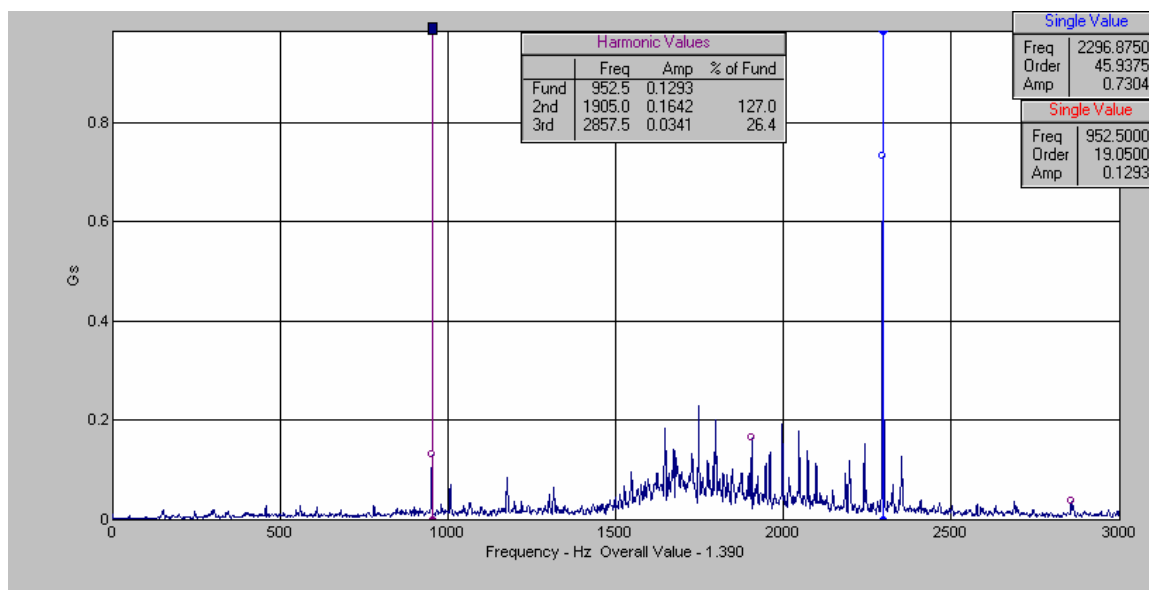


Obr. č. 51 Spektrum čtvrté rychlosti, FFT analýza v tahu ze dne 20.3.2006

Amplituda zubové frekvence soukolí čtvrté rychlosti se snížila o 35%. U stálého převodu se však zubové frekvence i její harmonické složky opět zvýšily (o 25% až 87%). Důvodem je opět nedostatečný záběh ozubených kol příslušného soukolí. Došlo také k výraznému snížení neidentifikovatelné frekvence 1720 Hz. Z výsledků naměřených na ZSP bych usuzoval, že se jedná o frekvenci ložiska D.

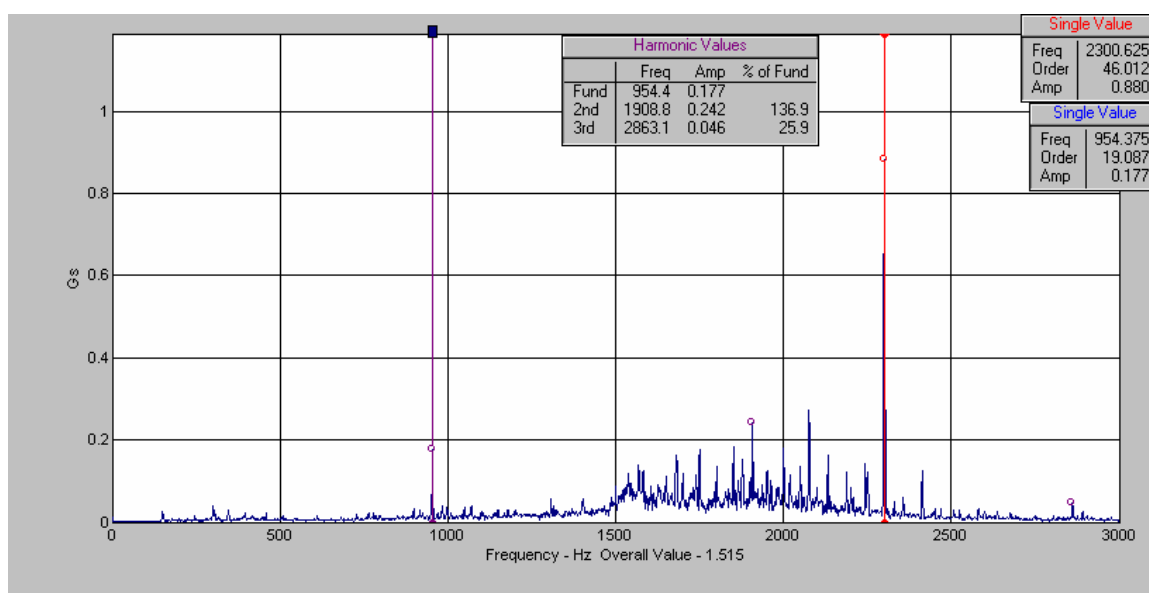
8.3.5. Měření páté rychlosti

8.3.5.1. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 12.12.05 (vadný pastorek)



Obr. č. 52 Spektrum páté rychlosti, FFT analýza na zpět ze dne 12.12.2005

8.3.5.2. Měření převodovky FFT analýzou ze dne 20.3.05 (dobrý pastorek)



Obr. č. 53 Spektrum páté rychlosti, FFT analýza na zpět ze dne 20.3.2006

Při zařazené páté rychlosti se v případě dobrého pastorku amplitudy zubové frekvence zvýší o 20% oproti měření s vadným pastorkem. Harmonické složky nebylo možné zjistit z důvodů omezeného rozsahu měření. Amplitudy frekvence stálého převodu i jejich harmonické složky se také zvýší (o 35% až 47%)

8.4. Porovnání hodnot naměřených analyzátozem SKF MIKROLOG

V tabulkách č. 14 - 17 jsou hodnoty amplitud zrychlení vibrací z měření FFT analýzou.

8.4.1. Hodnoty naměřené FFT analýzou ze dne 12.12.05

12.12.2005		FFT analýza – TAH			
Amplitudy zrychlení zubových frekvencí a [mm/s ²]					
Rychl. Stupeň		řád	zákl.	2.h	3.h
f _z	I	11	0,1029	0,3507	0,208
f _{zst}		4,93	0,0158	0,0045	0,0087
f _z	II	21	0,1278	0,1154	-
f _{zst}		8,12	0,0998	0,0247	0,0217
f _z	III	30	0,1127	0,0057	-
f _{zst}		11,87	0,0496	0,0256	0,045
f _z	IV	38	0,4786	-	-
f _{zst}		15,75	0,0699	0,2359	0,0369
f _z	V	46	0,397	-	-
f _{zst}		19,06	0,1377	0,1278	0,0115

Tab. č.14 Naměřené ampl. základních zub. frekvencí a jejich harmonických složek

12.12.2005		FFT analýza – ZPĚT			
Amplitudy zrychlení zubových frekvencí a [mm/s ²]					
Rychl. Stupeň		řád	zákl.	2.h	3.h
f _z	I	11	0,285	0,2142	0,6062
f _{zst}		4,93	0,0142	0,0159	0,0068
f _z	II	21	0,2988	0,1116	-
f _{zst}		8,12	0,0591	0,0685	0,0515
f _z	III	30	0,1842	0,0094	-
f _{zst}		11,87	0,0415	0,0588	0,2881
f _z	IV	38	0,916	-	-
f _{zst}		15,75	0,043	0,305	0,055
f _z	V	46	0,7304	-	-
f _{zst}		19,06	0,1293	0,1642	0,0341

Tab. č.15 Naměřené ampl. základních zub. frekvencí a jejich harmonických složek

8.4.2. Hodnoty naměřené FFT analýzou ze dne 20.3.06

20.3.2006		FFT analýza - TAH			
Amplitudy zrychlení zubových frekvencí a [mm/s ²]					
Rychl. Stupeň		řád	zákl.	2.h	3.h
f _z	I	11	0,1122	0,3724	0,1904
f _{zst}		4,93	0,0162	0,0051	0,0091
f _z	II	21	0,121	0,0474	-
f _{zst}		8,12	0,1288	0,0676	0,0483
f _z	III	30	0,2467	0,0065	-
f _{zst}		11,87	0,1088	0,1107	0,1944
f _z	IV	38	0,311	-	-
f _{zst}		15,75	0,0877	0,441	0,0548
f _z	V	46	0,1758	-	-
f _{zst}		19,06	0,4655	0,4762	0,035

Tab. č.16 Naměřené ampl. základních zub. frekvencí a jejich harmonických složek

20.3.2006		FFT analýza - ZPĚT			
Amplitudy zrychlení zubových frekvencí a [mm/s ²]					
Rychl. Stupeň		řád	zákl.	2.h	3.h
f _z	I	11	0,195	0,2175	0,4994
f _{zst}		4,93	0,0158	0,0165	0,0079
f _z	II	21	0,4646	0,1338	-
f _{zst}		8,12	0,0065	0,0344	0,0295
f _z	III	30	0,2948	0,0059	-
f _{zst}		11,87	0,0704	0,1001	0,2376
f _z	IV	38	0,875	-	-
f _{zst}		15,75	0,035	0,677	0,154
f _z	V	46	0,88	-	-
f _{zst}		19,06	0,177	0,242	0,046

Tab. č.17 Naměřené ampl. základních zub. frekvencí a jejich harmonických složek

8.4.3. Porovnání naměřených hodnot

Porovnání hodnot amplitud zrychlení vibrací ze dne 12.12.2005 a z 20.3.2006 je v tabulkách č.18 a 19. Záporné číslo v těchto tabulkách značí, že po výměně pastorku byl stav ozubeného soukolí horší než před výměnou.

Nárůst amplitud zrychlení z 12.12. oproti 20.3., FFT analýza – TAH							
		a [mm/s ²]			a [%]		
		zákl.	2.harm.	3.harm.	zákl.	2.harm.	3.harm.
f _z	I	-0,0093	-0,0217	0,0176	-9,04	-6,19	8,46
f _{zs}		-0,0004	-0,0006	-0,0004	-2,53	-13,33	-4,60
f _z	II	0,0068	0,0680	-	5,32	58,93	-
f _{zs}		-0,0290	-0,0429	-0,0266	-29,06	-173,68	-122,58
f _z	III	-0,1340	-0,006	-	-118,90	-21,7	-
f _{zs}		-0,0592	-0,0851	-0,1494	-119,35	-332,42	-332,00
f _z	IV	0,1676	-	-	35,02	-	-
f _{zs}		-0,0178	-0,2051	-0,0179	-25,46	-86,94	-48,51
f _z	V	0,2212	-	-	55,72	-	-
f _{zs}		-0,3278	-0,3484	-0,0235	-238,05	-272,61	-204,35

Tab. č.18 Porovnání hodnot, naměřených FFT analýzou v tahu

Nárůst amplitud zrychlení z 12.12. oproti 20.3., FFT ANALÝZA – ZPĚT							
		a [mm/s ²]			a [%]		
		zákl.	2.harm.	3.harm.	zákl.	2.harm.	3.harm.
f _z	I	0,09	-0,0033	0,1068	31,58	-1,54	17,62
f _{zs}		-0,0016	-0,0006	-0,0011	-11,27	-3,77	-16,18
f _z	II	-0,1658	-0,0222	-	-55,49	-19,89	-
f _{zs}		0,0526	0,0341	0,022	89,00	49,78	42,72
f _z	III	-0,1106	-0,035	-	-60,04	-17,8	-
f _{zs}		-0,0289	-0,0413	0,0505	-69,64	-70,24	17,53
f _z	IV	0,041	-	-	4,48	-	-
f _{zs}		0,008	-0,372	-0,099	18,60	-121,97	-180,00
f _z	V	-0,1496	-	-	-20,48	-	-
f _{zs}		-0,0477	-0,0778	-0,0119	-36,89	-47,38	-34,90

Tab. č.19 Porovnání hodnot, naměřených FFT analýzou na zpět

9. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo popsat vliv přesnosti výroby pastorku převodovky, obráběného ve firmě ŠKODA na brusce SAIMP, na hlučnost převodovek. K tomuto popisu, stejně tak jako k identifikaci závad automobilových převodovek obecně a ke zjišťování vlivu těchto závad na celkovou hlučnost, slouží měření frekvenčních spekter vibrací. Tento způsob je dosažitelný použitím metody FFT analýzy, řádové analýzy a prostředků technické diagnostiky, které umožňují sledovat vliv jednotlivých komponent v poměrně složité konstrukci převodové skříně.

Při porovnání naměřených hodnot obou měření (před výměnou vadného pastorku za dobrý a po této výměně) se projevilo viditelné zlepšení a snížení hluku, vyzařovaného převodovkou. Výrobní závady, respektive nepřesnost výroby pastorku se projevuje v řádové analýze zvýšením hlučnosti příslušného řádu. V řádech ložiska Torrington AJ-600-877 (označeného jako D) se výměnou pastorku snížila hlučnost průměrně o 16%. Nejvíce patrný rozdíl je při zařazených vyšších rychlostních stupních, a to z důvodu vyšších otáček výstupního hřídele převodovky.

Ze spekter, naměřených FFT analýzou, je ale pozorovatelný nárůst amplitud zubových frekvencí a to jak amplitud soukolí rychlostního stupně, tak především soukolí stálého převodu. Důvodem tohoto jevu je nedostatečný záběh ozubených kol příslušných soukolí.

Z naměřených spekter zrychlení vibrací nejsou čitelné výrazné frekvence jednotlivých částí ložisek převodovky (a to jak frekvence klece, frekvence valivých těles ani frekvence vnitřních a vnějších kroužků). To nasvědčuje tomu, že u měřené převodovky byla ložiska v pořádku a výměnou pastorku se neprojevily změny, související s jednotlivými částmi ložisek.

Stejně tak se v případě převodovky s vadným pastorkem neprojevila chyba montáže a s tím související nesouosost soukolí, která je charakterizována zvýšením druhé a třetí harmonické složky zubové frekvence a amplitudovou modulací s frekvencí f_r okolo zubových frekvencí. Zvýšené harmonické složky lze u převodovky s vadným pastorkem sledovat jen u zubové frekvence prvního rychlostního stupně a u stálého převodu při zařazeném čtvrtém a pátém

rychlostním stupni. Po montáži dobrého pastorku lze však tento jev (zvýšené harmonické složky zubových frekvencí) pozorovat u stálého převodu při zařazení všech pěti převodových stupňů.

Na výsledné snížení hluku, vyzařovaného převodovkou, se již výše zmíněná výměna pastorku projeví méně. I když se hluk při měření převodovky s dobrým pastorkem snížil (oproti převodovce s vadným pastorkem), zkušební stav převodovek označil tuto převodovku v obou případech jako vadnou. Konkrétně hlásil chybu ve 44. řádu na hřídeli SK2, který odpovídá druhému převodovému stupni.

Lze tedy konstatovat, že i když došlo výměnou dobrého pastorku místo vadného ke snížení hlučnosti v určitých řádech, byla touto výměnou vnesena také chyba montáže a tím pádem zvýšení harmonických složek zubových frekvencí a tím i zvýšení hlučnosti v příslušných řádech. Další zvýšení amplitud zubových frekvencí je dáno také nedostatečným záběhem ozubených kol příslušných soukolí. Ve výsledku byly tedy obě převodovky (s dobrým i vadným pastorkem) vyhodnoceny zkušebním stavem převodovek jako vadné.

Závěrem lze říci, že identifikaci poruch převodovky a špatné výroby pastorku na obráběcím stroji SAIMP při poškození valivého ložiska orovnávače (konkrétně poškození vnitřního kroužku ložiska *FAG HC 71909 C.T.P4S.UL.*) je možno analyzovat z měření spekter vibrací. Na kvalitu a hlučnost nových převodovek MQ 200 má však vliv nejen přesnost výroby a nákup kvalitních součástí, ale i průběh montáže a v neposlední řadě i volba materiálu a konstrukce skříně, která má vliv na vnější projev hlučnosti.

10. Použitá literatura

- [1] Tůma, J.: Zpracování signálů získaných z mechanického systému užitím FFT. Sdělovací technika, Praha 1997
- [2] Beneš, Š.: Technická diagnostika. Skripta TUL 2003
- [3] Beněš, Š. – Tomeh, E.: Metody diagnostiky valivých ložisek. Skripta TUL 1991
- [4] Šalamoun, Č.: Motorová vozidla. Skripta ČVUT Praha 1991
- [5] Němeček, P.: Hluk v technické praxi I. Skripta TUL 1998.
- [6] Podklady ŠKODA Auto a.s. Mladá Boleslav.
- [7] Tomeh, E.: Vliv stálého převodu na úroveň vibrací a hluku převodovky Škoda. XXXIV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol. Sborník přednášek KOKA 2003.
- [8] Tomeh, E.: Hodnocení hlučnosti automobilových převodovek škoda měřením vibrací. In DIAGO 2003.
- [9] Hanuš, J.: Identifikace mechanických závad automobilových převodovek vozů Škoda měřením vibrací. DP TUL 2004
- [10] Bělka, L.: Vibrační a akustické vlastnosti převodovek na zkušebních stavech a ne vozidle. BP TUL 2003
- [11] Internetový katalog ložisek SKF (www.skf.com), FAG (www.fag.com), GMN (www.gmnbt.com)